This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.

+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.

+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.

+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

Über dieses Buch

Dies ist ein digitales Exemplar eines Buches, das seit Generationen in den Regalen der Bibliotheken aufbewahrt wurde, bevor es von Google im Rahmen eines Projekts, mit dem die Bücher dieser Welt online verfügbar gemacht werden sollen, sorgfältig gescannt wurde.

Das Buch hat das Urheberrecht überdauert und kann nun öffentlich zugänglich gemacht werden. Ein öffentlich zugängliches Buch ist ein Buch, das niemals Urheberrechten unterlag oder bei dem die Schutzfrist des Urheberrechts abgelaufen ist. Ob ein Buch öffentlich zugänglich ist, kann von Land zu Land unterschiedlich sein. Öffentlich zugängliche Bücher sind unser Tor zur Vergangenheit und stellen ein geschichtliches, kulturelles und wissenschaftliches Vermögen dar, das häufig nur schwierig zu entdecken ist.

Gebrauchsspuren, Anmerkungen und andere Randbemerkungen, die im Originalband enthalten sind, finden sich auch in dieser Datei – eine Erinnerung an die lange Reise, die das Buch vom Verleger zu einer Bibliothek und weiter zu Ihnen hinter sich gebracht hat.

Nutzungsrichtlinien

Google ist stolz, mit Bibliotheken in partnerschaftlicher Zusammenarbeit öffentlich zugängliches Material zu digitalisieren und einer breiten Masse zugänglich zu machen. Öffentlich zugängliche Bücher gehören der Öffentlichkeit, und wir sind nur ihre Hüter. Nichtsdestotrotz ist diese Arbeit kostspielig. Um diese Ressource weiterhin zur Verfügung stellen zu können, haben wir Schritte unternommen, um den Missbrauch durch kommerzielle Parteien zu verhindern. Dazu gehören technische Einschränkungen für automatisierte Abfragen.

Wir bitten Sie um Einhaltung folgender Richtlinien:

+ *Nutzung der Dateien zu nichtkommerziellen Zwecken* Wir haben Google Buchsuche für Endanwender konzipiert und möchten, dass Sie diese Dateien nur für persönliche, nichtkommerzielle Zwecke verwenden.

+ *Keine automatisierten Abfragen* Senden Sie keine automatisierten Abfragen irgendwelcher Art an das Google-System. Wenn Sie Recherchen über maschinelle Übersetzung, optische Zeichenerkennung oder andere Bereiche durchführen, in denen der Zugang zu Text in großen Mengen nützlich ist, wenden Sie sich bitte an uns. Wir fördern die Nutzung des öffentlich zugänglichen Materials für diese Zwecke und können Ihnen unter Umständen helfen.

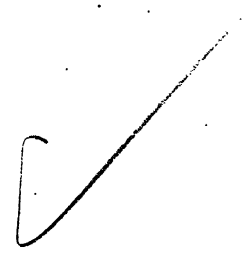
+ *Beibehaltung von Google-Markenelementen* Das "Wasserzeichen" von Google, das Sie in jeder Datei finden, ist wichtig zur Information über dieses Projekt und hilft den Anwendern weiteres Material über Google Buchsuche zu finden. Bitte entfernen Sie das Wasserzeichen nicht.

+ *Bewegen Sie sich innerhalb der Legalität* Unabhängig von Ihrem Verwendungszweck müssen Sie sich Ihrer Verantwortung bewusst sein, sicherzustellen, dass Ihre Nutzung legal ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass ein Buch, das nach unserem Dafürhalten für Nutzer in den USA öffentlich zugänglich ist, auch für Nutzer in anderen Ländern öffentlich zugänglich ist. Ob ein Buch noch dem Urheberrecht unterliegt, ist von Land zu Land verschieden. Wir können keine Beratung leisten, ob eine bestimmte Nutzung eines bestimmten Buches gesetzlich zulässig ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass das Erscheinen eines Buchs in Google Buchsuche bedeutet, dass es in jeder Form und überall auf der Welt verwendet werden kann. Eine Urheberrechtsverletzung kann schwerwiegende Folgen haben.

Über Google Buchsuche

Das Ziel von Google besteht darin, die weltweiten Informationen zu organisieren und allgemein nutzbar und zugänglich zu machen. Google Buchsuche hilft Lesern dabei, die Bücher dieser Welt zu entdecken, und unterstützt Autoren und Verleger dabei, neue Zielgruppen zu erreichen. Den gesamten Buchtext können Sie im Internet unter `http://books.google.com` durchsuchen.

Library
of the
University of Wisconsin



DIE GESETZE

DES

TURBINEN-BAUES.

DIE GESETZE

DES

TURBINEN-BAUES.

VON

H. v. REICHE,

PROFESSOR DES MASCHINENBAUES AN DER KOENIGLICHEN RHEINISCH-WESTPHAELISCHEN POLYTECHNISCHEN SCHULE UND INGENIEUR IN AACHEN.

MIT 24 IN DEN TEXT GEDRUCKTEN HOLZSCHNITTEN.

LEIPZIG.

VERLAG VON ARTHUR FELIX.

1877.

Alle Rechte vorbehalten.

650 3957

116770
MAR 23 1908

SVH
.R27

Vorwort.

Den vielen bekannten Turbinen-Theorien gegenüber wage ich die Veröffentlichung einer neuen nur, einmal weil meine Theorie einfacher ist als jede andere, hauptsächlich aber weil sie für den Turbinen-Bau gültige Gesetze nachweist, welche, wenn man sie überhaupt kannte, man bis jetzt wenigstens nicht ausgesprochen und nach denen man noch viel weniger seither construirt hat.

Aachen, im Mai 1877.

Der Verfasser.

Inhaltsverzeichniss.

		Seite
§ 1.	Einleitung	1
§ 2.	Classification der Turbinen	6
	Uebersicht	10
§ 3.	Aufstellung des Grundgesetzes	11
§ 4.	Andere Ableitung des Grundgesetzes für Ueberdruckturbinen	19
§ 5.	Andere Ableitung des Grundgesetzes für Druckturbinen	22
§ 6.	Ermittelung der Werthe für b, e, n, h_r und w	25
§ 7.	Die Gefällhöhe und der Wirkungsgrad	33
§ 8.	Ermittelung der durch Wasserreibung entstehenden Gefällverluste	39
§ 9.	Berechnung des Wirkungsgrades und des Nutzeffectes	43
§ 10.	Ermittelung der vortheilhaftesten Radgeschwindigkeit v_r bei Uebertruckturbinen	46
§ 11.	Ermitttelung der Radgeschwindigkeit an Druckturbinen	49
§ 12.	Ermittelung der Bedingungen, unter denen bei Druckturbinen mit verticaler Axe $v_w = 2\,v_r$ (wie üblich) wird	51
§ 13.	Ermittelung der Wasserpressungen in Ueberdruckturbinen	53
§ 14.	Ermittelung der Ueberdruckpressungen in Ueberdruckturbinen	59
§ 15.	Folgerungen aus den Gleichungen der beiden letzten §§	61
§ 16.	Wahl des Turbinensystems für Partialturbinen	65
§ 17.	Das Verhalten des Wassers in den Leit- und Turbinencanälen	72
§ 18.	Die zweckmässigste Form der Schaufeln in den Leitapparaten und den Turbinenrädern	75
§ 19.	Absoluter Wasserweg und Schaufelform für die Turbinenstange einer Ueberdruckturbine	77

		Seite
§ 20.	Absoluter Wasserweg und Schaufelform für die Turbinenstange einer Druckturbine	85
§ 21.	Allgemeines über die Construction der Radschaufeln an Ueberdruck-Axialturbinen	89
§ 22	Construction der Radschaufeln ohne Rückschaufeln an Ueberdruck-Axialturbinen, welche nur als Vollturbinen arbeiten sollen	91
§ 23.	Construction der Radschaufeln mit Rückschaufeln an Ueberdruck-Axialturbinen, welche nur als Vollturbinen arbeiten sollen	95
§ 24.	Construction der Schaufeln an Ueberdruck-Axialturbinen, welche (entweder immer oder zeitweise) als Partialturturbinen unter Wasser arbeiten sollen	97
§ 25.	Ueber den praktischen Werth der neuen Schaufelform an Ueberdruck-Axialtubinen	98
§ 26.	Ein anderer theoretischer Vortheil der neuen Schaufelform an Ueberdruck-Axialturbinen	100
§ 27.	Construction der Schaufeln an Ueberdruck-Radialturbinen	104
§ 28.	Construction der Schaufeln an Druckturbinen	108
§ 29	Zwei- und mehrspaltige Turbinen	110
§ 30.	Die Berechnung der Turbinendimensionen	116

Zusammenstellung

der

wichtigsten Bezeichnungen.

(Diese Zusammenstellung soll nur die Wiederauffindung der etwa vergessenen Bedeutung einer Bezeichnung erleichtern, welche im Uebrigen an der gehörigen Stelle des Textes erklärt ist.)

---

1. Höhen und Längen in Metern.

$\mathfrak{A}$ — die Wasserbarometer-Höhe der Atmosphäre = 10.
b — eine Wasserbarometer-Höhe, und zwar
b_o — die „ „ oberhalb des Leitrades.
b_s — „ „ „ im Spalt.
b_u — „ „ „ unter dem Turbinenrade.
b_g — „ „ „ in Mitte des Untergrabens.
H_t — „ totale oder todte Gefäll-Höhe.
H — „ Betriebsgefäll-Höhe.
ηH — „ hydraulische Nutzgefäll-Höhe $= H - h$.
$\eta_t H$ — „ totale Nutzgefäll-Höhe.
h — „ hydraulische Verlust-Höhe.
h_o — Höhe der Wassersäule oberhalb des Leitrades.
h_l — „ des Leitrades.
h_r — „ „ Turbinen-Rades.
h_u — „ der (saugenden) Wassersäule unterhalb des Turbinenrades.
h_g — , des Unterwasserspiegels über dem Schwerpunkte des Turbinen-Ausgusses im Untergraben.
h_t — „ einer Wassersäule, deren Druck gleich ist dem, welcher auf ein Wasser-Molekül während seines Durchganges durch das Turbinenrad beschleunigend oder verzögernd einwirkt. (Bei Axialturbinen $= h_r$, auch a. a. O. die Höhe des Turbinenrades direct.)

h_ζ mit verschiedenen Zeigern — eine Reibungswiderstands-Höhe.

$h_v = \frac{l_a^2}{2g}$

$h_d = \frac{t_a^2 - t_e^2}{2g}$ } s. Geschwindigkeiten.

$h_w = \frac{w_a^2}{2g}$

L_u — Länge des Turbinenrohres unterhalb des Turbinenrades.
L_o — " " " oberhalb des Leitrades.
$L = L_u + L_o$.
$\mathfrak{D}$ = Durchmesser des Turbinenrades.
r_a — äusserer Radius des Turbinenrades.
r_i — innerer " " "
$r = \frac{r_a + r_i}{2}$ — mittlerer Radius des Turbinenrades.
o — lichte Weite eines Turbinencanals parallel der Z-Axe.
b — kleinste lichte Breite eines solchen Canals in der $\overline{X—Y}$-Ebene.
$\triangle$ — die Dicke der Wasserschicht in einem solchen Canal, in derselben Ebene.
$\mathfrak{b}$ — die Dicke einer Turbinenschaufel ebenso.
e — Entfernung der Schaufeln von einander (Schaufel-Theilung).

2. Geschwindigkeiten in Metern pro Secunde.

v — die des Wassers in den Turbinenröhren.
v_r — Umfangsgeschwindigkeit des Turbinen-Rades (stets im Spalt gemessen).
v_{re} und v_{ra} — Radgeschwindigkeiten an der Eintritts, resp. Austritts-Kante,
andererseits aber auch
v_{ri} und v_{ra} — Radgeschwindigkeiten am inneren und äusseren Umfange des Rades.
v_w — die rechtwinklige, parallel der Radgeschwindigkeit v_r gerichtete Componente der absoluten Wassergeschwindigkeit l_a (resp. l_e) im Spalt.
w — die rechtwinklige, normal zur Radbewegung gerichtete Componente derselben absoluten Wassergeschwindigkeit.
w_e und w_a und
v_{we} und v_{wa} — die eben erklärten Componenten beim Eintritt in das Turbinenrad, oder beim Austritt aus demselben.

l_e — die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser in einen Leitcanal eintritt.
l_a — die, mit welcher es aus dem Leitcanal austritt.
t_e — die relative Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser in einen Turbinencanal eintritt.
t_a — die, mit welcher es aus einem Turbinencanal austritt.

3. Winkel.

α — Winkel, welchen die Geschwindigkeiten v_r und l_a einschliessen.
β — Winkel, welchen t_a mit der Entgegengerichteten von v_r einschliesst.
γ — Winkel, welchen t_e mit der Entgegengerichteten von v_r einschliesst.

4. Andere Grössen.

Q — Wasser-Quantum in Litern oder Kilogrammen pro Secunde.
P — Kraft in Kilogrammen, welche am Hebelarm r wirkend das Turbinenrad umtreibt.
g — Beschleunigung der Schwere $= 9^{\text{m}}\,81$.
η — der sog. hydraulische Wirkungsgrad $= \frac{H-h}{H}$.
η_t — der totale Wirkungsgrad $= \frac{E_n}{E_a} = \frac{N_n}{N_a}$.
E_a und E_n — absoluter und (totaler) Nutz-Effect in Secunden-Kilogramm-Metern.
N_a und N_n — dieselben Grössen in Pferdestärken.
E_z — der Effect, welcher durch Zapfenreibung verloren geht.
n — die Anzahl der Schaufeln im Turbinen- oder Leitrad.
u — Anzahl der Umdrehungen der Turbinen pro Minute.
ζ — mit verschiedenen Zeigern — ein Wasser-Reibungs-Coëfficient.

5. Maasse und Gewichte.

$x^{\text{m}}y$ bedeutet $x + \frac{y}{10}$ Meter.

$x^{\text{c}}y$ „ $x + \frac{y}{10}$ Centimeter.

$x^{\text{mm}}y$ „ $x + \frac{y}{10}$ Millimeter.

$\square^m$, $\square^c$, $\square^{mm}$ bedeuten Quadratmeter, Quadratcentimeter, Quadratmillimeter.

$\square^m$, $\square^c$, $\square^{mm}$ bedeuten Cubikmeter, Cubikcentimeter, Cubikmillimeter.

$x^k\,y$ bedeutet $x + \frac{y}{10}$ Kilogramm.

$x^t\,y$ „ $x + \frac{y}{10}$ Tonnen, à $= 1000^k$.

$x^l\,y$ „ $x + \frac{y}{10}$ Liter.

$x^h\,y$ „ $x + \frac{y}{10}$ Hektoliter.

$x^a\,y$ „ $x + \frac{y}{10}$ Atmosphären.

Druckfehler.

In Fig. 1, § 20, Seite 85, soll der kleinste Radius nicht r_w, sondern r_{wa} heissen.

§ 1.

Einleitung

„Wasserkräfte“ in dem Sinne des Sprachgebrauches existiren nicht, bewegen also auch weder Rad noch Turbine. Die unmittelbar bewegende, und am Wasser nur angreifende Kraft ist dort, wo von Wasserkräften die Rede ist, die Schwerkraft, also die Anziehungskraft der Erde, und diese Kraft wirkt durch das Wasser auf unsere Maschinen dergestalt ein, dass jedes Wassermolekül Nichts ist, als ein Transmissionselement, und zwar ist dieses Transmissionselement das anfängliche in der kinematischen Kette.

An unseren Maschinen die ausschliesslich in Betracht kommende Eigenschaft des Wassers als Transmissionselement hervorzuheben, ist der Zweck der obigen Erklärung; während mir vollständig fern liegt, an dem Namen „Wasserkraft“ oder an seiner üblichen Bedeutung etwas ändern zu wollen.

Die zur Nutzbarmachung der Wasserkräfte dienenden Maschinen nennen wir „Wassersäulen-Maschinen“, „Wasserräder“ und „Turbinen“.

Die Maschinen der ersten Gattung können mit denen der beiden letzten Arten gar nicht verwechselt werden, wohl aber herrscht eine bedeutende Verwirrung in der Bezeichnung

und eine grosse Uneinigkeit über die unterscheidenden Merkmale der beiden letzteren.

Dennoch ist die Grenze zwischen Turbinen und Wasserrädern haarscharf zu ziehen, denn beide Maschinen unterscheiden sich streng und ganz wesentlich von einander.

Dieses Wesentliche, welches zum Verständniss dieser Maschinen absolut nothwendig ist, hervorzuheben, nicht die Freude an neuen Definitionen, bestimmt mich, zuerst die Begriffe: „Wassersäulen-Maschine", „Wasserrad" und „Turbine" festzustellen.

Eine Wassersäulen-Maschine ist ein Motor, dessen anfängliches Transmissionselement (das Wasser) weder der Eigenschaft der Schwere noch der des Beharrungsvermögens bedarf:

Das Wasser könnte vollständig ohne Gewicht sein, wie es nahezu sein würde, wenn man die Maschine auf einen Zwergplaneten statt auf die Erde stellte, und die Maschine würde trotzdem genau wie auf der Erde arbeiten, wenn nur unverändert bleibt der Wasserdruck, welcher sich ja noch durch andere Mittel als durch die Schwerkraft, z. B. durch eine Dampfpumpe, herstellen lässt.

Falls nur dieser Druck der nämliche bleibt, dürfte das Wasser in einer Wassersäulen-Maschine aber auch vollständig ohne Masse sein: unterscheiden sich diese Maschinen von den Dampfmaschinen im Wesentlichen doch nur dadurch, dass in ersteren Wasser, in letzteren dagegen Dampf wirkt, dessen Masse bei gleichem (üblichen) Druck 200 bis 2000mal geringer ist, als die des ersteren.

Ein Wasserrad dagegen ist ein Motor, dessen anfängliches Transmissionselement, das Wasser, sowohl die Eigen-

schaft der Schwere als die des Beharrungsvermögens besitzen muss:

Denkt man sich die Schwerkraft fort, das Wasser also ohne Gewicht, wie das nahezu wieder der Fall sein wird, wenn wir das Rad auf einen Zwergplaneten stellen, so kann das Wasser nicht mehr auf das Rad wirken, weil die treibende Kraft fehlt, welche hier eben durch Anderes nicht ersetzt werden kann.

Ebenso muss das Wasser, welches auf ein Wasserrad einwirken soll, Masse, also Beharrungsvermögen haben, weil es sonst nicht in das Rad eintreten, ihm folgen und schliesslich dasselbe verlassen könnte.

Eine Turbine endlich ist ein Motor, dessen anfängliches Transmissionselement, das Wasser, wohl der Eigenschaft der Trägheit, nicht aber der der Schwere bedarf:

Sorgen wir nur für den nöthigen Druck, indem wir diesen z. B. wieder durch eine Dampfpumpe hervorbringen, dann arbeitet jede Turbine auf jedem Planeten in ganz gleicher Weise; selbst auf dem kleinsten Zwergplaneten, obwohl dann das Gewicht des Wassers (fast) vollständig verschwunden ist, — während die hier sehr wesentliche Masse des Wassers dieselbe blieb.

Lassen wir dagegen (bei gleichbleibendem Druck) die Masse der treibenden Flüssigkeit abnehmen, ersetzen wir das Wasser z. B. durch Dampf, so arbeitet die Turbine sofort schlecht aus keinem anderen Grunde, als weil der Dampf zu geringe Masse hat.

Besässen wir endlich eine Flüssigkeit von verschwindend kleiner Dichte bei genügendem Druck, so würde eine solche Flüssigkeit gar keine Wirkung auf eine Turbine ausüben.

Während ein Wasserrad also hauptsächlich durch das

Wassergewicht getrieben wird, wird eine Turbine ausschliesslich durch die Wassermasse bewegt.

Man könnte daher passend die Maschinen der ersteren Art „Wassergewichträder“ und die der letzteren „Wassermasseräder“ nennen, ein paar Namen, bei denen man sich doch Etwas denken kann.

Ersetzen wir weiter, um mit unseren Experimenten fortzufahren (immer bei gleichbleibendem Druck), das Wasser durch Quecksilber, so wird der Wirkungsgrad der Maschine steigen aus keinem anderen Grunde, als weil die Masse des Quecksilbers grösser ist als die des Wassers, — mit einem Worte: der Wirkungsgrad einer Turbine wird unter sonst gleichen Umständen desto grösser, je grösser der Quotient „$\frac{\text{Masse}}{\text{Druck}}$“ der Flüssigkeit wird.

Und so sind wir denn, schon ehe wir in die Theorie eintraten, ausschliesslich durch unsere Definitionen zu dem wichtigen Resultate gelangt: „Turbinen eignen sich, wenn es gilt den grösstmöglichen Wirkungsgrad zu erzielen, desto besser, je geringer das Gefälle ist.

Die Trägheit des Wassers also ist es, und zwar ganz allein, welche eine Turbine umtreibt; und ich wiederhole und betone diesen Satz, weil er das Fundament meiner Theorie bildet, und weil über die Wirkungsweise des Wassers in den Turbinen selbst in den Köpfen älterer Ingenieure oft die wunderlichsten Vorstellungen herrschen.

Aus diesem Satze folgert man nun für gewöhnlich sofort, dass ich behaupte: „eine Turbine werde ausschliesslich durch die lebendige Kraft des Wassers umgetrieben.“

Nichts ist falscher als das, denn der obige Satz und die Theorie führen uns auch zu solchen Turbinen, welche nur

einen geringen Theil ihrer Nutzleistung der lebendigen Kraft des Wassers entnehmen, und zeigen uns sogar die logische Möglichkeit einer rationell construirten, d. h. mit allen von uns später verlangten Eigenschaften ausgestatteten Turbine, welche gar keine Arbeit aus der lebendigen Kraft des Wassers zieht.

Zu realisiren freilich ist eine solche Turbine nicht, denn ihr Durchmesser und ihre Geschwindigkeit müssten unendlich gross werden.

§ 2.

Classification der Turbinen.

Entnimmt eine Turbine die Arbeit ausschliesslich aus der lebendigen Kraft des Wassers, so nennen wir eine solche Maschine „Druckturbine“ oder „Actionsturbine“.

Das unterscheidende Merkmal dieser Turbinen besteht darin, dass ihre Radcanäle vom Wasser niemals ganz ausgefüllt werden.

Denn wäre das letztere der Fall, so würde natürlich die Rückwand der Turbinenschaufel vom Wasser irgend eine Pressung erleiden, und diese Pressung kann nur durch einen Ueberdruck (s. unten) erzeugt werden (oder sie erzeugt event. den letzteren).

Daraus folgt als zweites unterscheidendes Merkmal, dass Druckturbinen nur in freier Luft, niemals unter Wasser ausgiessen dürfen.

Der Sprachmissbrauch bezeichnet zwar auch einige unter Wasser ausgiessende Turbinen mit ganz gefüllten Radcanälen als „Druckturbinen“; allein wir werden finden, dass diese Maschinen in der That keine Druckturbinen, sondern Ueberdruckturbinen (mit allerdings sehr geringem Ueberdruck) sind.

„Ueberdruckturbine“ oder „Reactionsturbine“ aber nennen wir eine solche Turbine, welche nur einen Theil ihrer Leistung aus der lebendigen Kraft des Wassers, den anderen dagegen aus dem „Ueberdruck“, das ist aus der Differenz der Wasserpressungen am Ein- und Auslauf eines Turbinenrad-Canales schöpft.

Ihr unterscheidendes Merkmal ist, dass ihre Radcanäle stets ganz vom Wasser ausgefüllt werden, und das ist natürlich zu ermöglichen beim Ausgiessen sowohl über als unter Wasser.

Gewöhnlich indessen giessen diese Turbinen (aus später sich ergebenden Gründen) unter Wasser aus.

Die Ueberdruckturbinen können wir eintheilen in solche mit hohem und solche mit niederem Ueberdruck.

Als unterscheidendes Merkmal dieser beiden Gattungen setzen wir fest, dass der mit „γ“ zu bezeichnende Winkel, welchen der Anfang einer Turbinenschaufel mit der seiner Bewegung entgegen gerichteten Geraden einschliesst, bei hohem Ueberdruck kleiner und bei niederem Ueberdruck grösser als 90° ausfällt, und hieraus werden wir als zweites unterscheidendes Merkmal ableiten, dass Turbinen mit hohem Ueberdruck stets ohne, solche mit niederem dagegen stets mit Rückschaufeln (s. unten) ausgestattet werden sollen.

Im Uebrigen müssen wir unterscheiden Turbinen, in denen, während ein Wassermolekül einen Radcanal passirt, seine Entfernung von der Rotationsaxe constant bleibt (oder wenigstens möglichst constant bleiben soll), von solchen, in denen die Wirkung des Moleküls abhängig ist gerade von seiner wachsenden oder abnehmenden Entfernung von der Rotationsaxe.

Turbinen der ersteren Art nennen wir „Axialturbinen“, solche der letzteren dagegen „Radialturbinen“.

Wächst in diesen die Entfernung des Moleküls von der Rotationsaxe, so nennen wir eine solche Turbine eine Radialturbine mit „innerer Beaufschlagung“, im anderen Fall aber eine solche mit „äusserer Beaufschlagung.“

Die Axialturbinen ferner können auch verschieden beaufschlagt werden, nämlich entweder von oben, von unten, oder seitlich.

Je nach der Beaufschlagung verrichtet oder verbraucht ein Wassermolekül in Folge seines Durchganges durch das Turbinenrad eine Arbeit, welche das Product ist aus seinem Gewicht und einem Wege, den wir mit „h_t“ bezeichnen wollen, so dass also für die verschiedenen Beaufschlagungsarten „h_t“ positiv, negativ oder Null wird.

Weiter unterscheiden wir noch „Voll-“ von „Partialturbinen“.

Den ersten Namen wenden wir an, wenn der Turbine ringsum gleichmässig Wasser zugeführt wird; den letzteren dagegen, wenn das Wasser nur einem Turbinensegmente zufliesst.

Die Umdrehungsaxe der Turbine kann natürlich jede beliebige Lage im Raum einnehmen; gewöhnlich indessen steht sie vertical, und nur ausnahmsweise liegt sie horizontal.

Die Turbinenaxe trägt für gewöhnlich nur ein Turbinenrad, seltener zwei oder gar mehrere.

Sind auf einer Axe zwei Räder symmetrisch zu einander befestigt und beaufschlagt, eine Anordung, welche man zu-

weilen zum Zweck der Entlastung der Zapfen trifft, so heisst eine solche Turbine eine Zwillingsturbine.

Sind dagegen auf einer Axe zwei oder allgemein mehrere Räder so angeordnet, dass das nämliche Wassermolekül nach einander sämmtliche Räder passiren muss, so nenne ich eine solche Turbine eine zweispaltige resp. mehrspaltige Turbine.

Diese Turbinen entsprechen also genau dem, was man bei den Dampfmaschinen unter „Maschine mit Expansion in mehren Cylindern“ (in einzelnen Fällen Woolf'sche Maschine, auch Compound-Maschine genannt) versteht.

Ist, wie gewöhnlich, die Turbine bestimmt ein natürliches Gefälle nutzbar zu machen, so kann das Wasser das Gefälle zurücklegen entweder vollständig ehe es in das Turbinenrad eintritt, oder aber theilweise nachdem es dasselbe verlassen hat.

Maschinen der letzteren Art heissen Turbinen mit, solche der ersteren Turbinen ohne Sauggefälle.

Erstere können natürlich nur Ueberdruckturbinen sein.

Endlich unterscheidet man wohl Hochdruck- von Niederdruckturbinen, und bezeichnet mit dem letzteren Namen Maschinen, welche mit so geringem Gefälle arbeiten, dass die Turbinenaxe aus dem Oberwasserspiegel zu Tage tritt; während man unter dem ersteren Namen Maschinen versteht, bei denen die Axe unterhalb des Oberwasserspiegels zu Tage tritt aus einem Turbinengehäuse, welch letzteres in diesem Falle ein ringsum verschliessbares Gefäss sein muss, dem das Aufschlagwasser durch eine Rohrleitung zugeführt wird.

Demnach können wir die verschiedenen Turbinensysteme zusammenstellen zu folgender

Uebersicht.

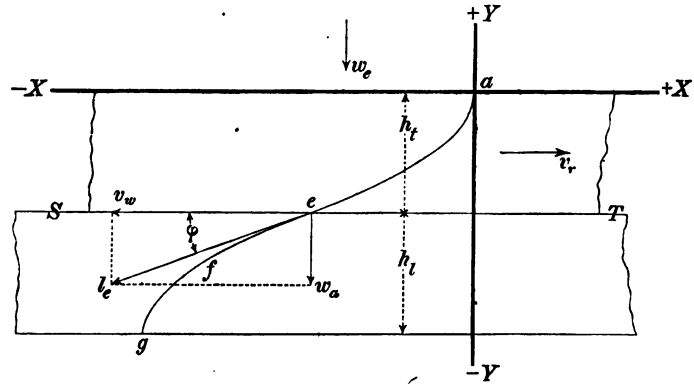
I. Ueberdruckturbinen (vollständig ausgefüllte Radcanäle, gewöhnlich unter Wasser ausgiessend).	II. Druckturbinen (nicht ausgefüllte Radcanäle, stets über Wasser ausgiessend).
1) Turbinen mit hohem Ueberdruck (ohne Rückschaufeln, $\gamma < 90^0$).	
2) Turbinen mit geringem Ueberdruck (mit Rückschaufeln, $\gamma > 90^0$).	
1) Mit Sauggefälle.	
2) Ohne Sauggefälle.	
A. Axialturbinen.	*B.* Radialturbinen.
a) Von oben beaufschlagt ($+ h_t$).	*a)* Innen beaufschlagt ($+ h_t$).
b) „ unten „ ($- h_t$).	*b)* Aussen „ ($- h_t$).
c) seitlich „ ($h_t = o$).	
AA. Vollturbinen.	*BB.* Partialturbinen.
aa. Einfache Turbinen. *bb.* Zwillingsturbinen.	*cc.* Mehrspaltige Turbinen.
α. Hochdruckturbinen.	β. Niederdruckturbinen.

§ 3.

Aufstellung des Grundgesetzes.

Damit die Theorie für alle Turbinen ohne Ausnahme gültig sei, müssen wir zuerst unserer Untersuchung ein Rad zu Grunde legen, welches sowohl als Axial- denn als Radialturbine mit beliebiger Beaufschlagung gedacht werden kann, und das ist ein Rad von unendlich grossem Durchmesser, sozusagen nicht ein Turbinenrad, sondern eine Turbinenstange.

Fig. 1.



Ein Stück dieser Stange sei in Fig. 1 dargestellt durch $-X+XST$.

Die Stange bewege sich mit der Geschwindigkeit v_r parallel zur X-Axe nach rechts, während das Wasser mit

der Geschwindigkeit w_e parallel zur Y-Axe von oben nach unten sich gegen die Stange bewege, und auf der ganzen durch $-X+X$ dargestellten Fläche in die Stange eintrete, um später mit einer absoluten Geschwindigkeit l_e, von irgend welcher Grösse und Richtung die Stange wieder zu verlassen.

Diese Geschwindigkeit zerlegen wir in zwei rechtwinklig zu einander gerichtete und parallel der Y-Axe und X-Axe gerichtete Componenten, und nennen diese w (resp. w_e, w_a) und v_w.

Nun ist Nichts gewisser, als dass Druck und Gegendruck an jedem Orte und jeder Zeit gleich gross und entgegen gerichtet sind.

Die Stange wird aber nach rechts getrieben mit der Kraft „P“ durch das Wasser, folglich wird das Wasser mit der nämlichen Kraft nach links gedrückt, — beides parallel zur X-Axe.

Nennen wir nun „Q“ das pro Secunde durch die Stange fliessende Wasser in Litern oder Kilogrammen, dann ist es also dieses Wasserquantum „Q“, auf welches die Kraft „P“ genau eine Secunde lang einwirkt, und in Folge dessen wird am Ende der Secunde, also wenn das Wasser die Stange verlässt, ersteres nach links parallel zur X-Axe eine gewisse Geschwindigkeit angenommen haben, welche oben mit „v_w“ bezeichnet wurde.

Wäre die auf das Wasser nach links einwirkende Kraft nicht gleich P, sondern gleich Q, dem Eigengewicht des Wassers, so würde das Wasser am Ende der Secunde, also beim Austritt aus dem Rade, die nach links parallel der X-Axe gerichtete Geschwindigkeit g, d. i. die Acceleration der Schwere, angenommen haben, und da nun die Accelera-

tionen sich genau verhalten wie die Kräfte, welche erstere hervorbringen, so folgt

$$\frac{v_w}{g} = \frac{P}{Q}$$

oder

$$P = \frac{Q\,v_w}{g} \quad \ldots\ldots\ldots \text{(I)}$$

Die Arbeitsgleichung jeder Turbine aber heisst:

$$P\,v_r = \eta\,Q\,H \quad \ldots\ldots\ldots \text{(II)}$$

worin η den sog. „hydraulischen Wirkungsgrad“ und H die Gefällhöhe in Metern bezeichnen.

Die Verbindung von (I) und (II) aber giebt

$$v_r\,v_w = \eta\,g\,H \quad \ldots\ldots\ldots \text{(III)}$$

Eine Turbine lässt sich nun definiren als ein Rohr, in welches das Turbinenrad irgendwo eingebaut, und welches stets so gestaltet ist, dass der nächste Verbindungsweg zwischen correspondirenden Punkten zweier benachbarter Querschnitte parallel unserer Y-Axe gerichtet ist.

Damit nun das Wasser mit möglichst geringer Geschwindigkeit dieses Rohr durchfliesse, damit also der Effectverlust durch Reibung möglichst gering werde ist nothwendig, dass das Wasser sich möglichst überall innerhalb des Rohres parallel der Y-Axe bewege.

Allüberall ist eine solche Bewegung gar nicht möglich weil, wenn das Wasser vom Turbinenrade parallel der X-Axe nicht nach links abgelenkt wird, in dieser Richtung auf das Wasser auch keine Kraft einwirkt.

Dann aber kann das Wasser auch nicht nach rechts auf das Rad reagiren, dieses also nicht umtreiben.

Wir müssen also das Wasser im Turbinenrade ablenken, und zwar so stark, dass ihm vom Turbinenrade nach

links parallel der X-Axe genau die relative Endgeschwindigkeit v_w ertheilt wird.

Wir betonen das Wort „relativ", denn nach den Gesetzen der Mechanik ist hier vollständig gleichgültig, ob wir, gemessen parallel der X-Axe, das Wasser mit der Geschwindigkeit 0 in das Rad eintreten und mit der Geschwindigkeit v_w aus demselben austreten lassen, oder ob wir umgekehrt das Wasser mit der Geschwindigkeit v_w eintreten und mit der Geschwindigkeit 0 austreten lassen (s. Fig. 2).

Fig. 2.

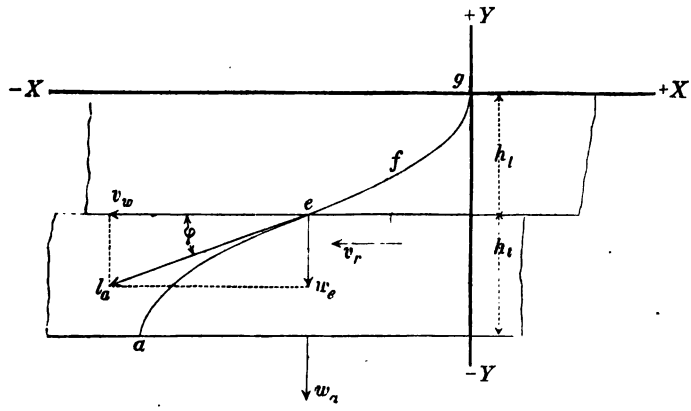
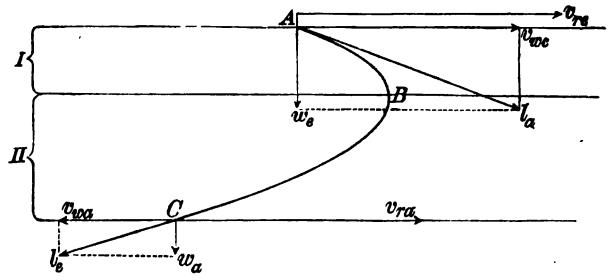


Fig. 3.



Daraus aber folgt ferner dass, wenn wir das Wasser einen absoluten Weg $\overline{A\,B\,C}$ (s. Fig. 3) zu beschreiben zwingen dadurch, dass wir es durch zwei Turbinenkränze I und II leiten, deren einer an der Eintrittskante die Geschwindigkeit v_{re} und deren anderer an der Austrittskante die Geschwindigkeit v_{ra} besitzt, und diese beiden Kränze mit der nämlichen Spindel zu einer Turbine verbinden, für diese Turbine gelten wird

$$v_{re}\, v_{we} + v_{ra}\, v_{wa} = \eta\, g\, H \quad . \quad . \quad . \quad \text{(IV)}$$

Wie immer aber auch der absolute Wasserweg beschaffen sein möge, in jedem Falle müssen wir das Wasser aus der Richtung parallel der Y-Axe ohne Stoss ablenken, damit möglichst wenig Effectverluste entstehen; und nachdem wir das Wasser derart abgelenkt haben, müssen wir es später wieder, und ebenfalls ohne Stoss, in die Richtung parallel der Y-Axe zurücklenken.

Beiden Bedingungen genügen wir an einfachen Turbinen, indem wir das Wasser zwingen, eine absolute Bahn, **den absoluten Wasserweg**, in Form einer Linie $\overline{a\,e\,g}$, Fig. 1, oder $\overline{g\,e\,a}$, Fig. 2, zu beschreiben, welche Linie aus stetigen und tangential an einander gereihten Curven (und Geraden) bestehen muss, und deren Enden parallel der Y-Axe sein müssen.

Gegeben von dieser Linie ist nur der kleinste Winkel φ, welchen die Curve mit der X-Axe einschliesst, insofern

$$tg\, \varphi = \frac{w}{v_w}$$

ist, und insofern wir w wählen und v_w aus Gleichung (III) berechnen können (nachdem wir zuvor auch v_r gewählt, und η angenommen haben).

Im Uebrigen ist, wie bereits nachgewiesen, ganz gleichgültig, ob der Punkt *e*, in welchem der absolute Wasserweg den kleinsten Winkel mit der *X*-Axe einschliesst, — ob dieser Punkt *e* auf der Eintritts- oder Austrittsfläche des Laufrades liegt.

Lassen wir das Wasser parallel der *Y*-Axe in das Laufrad eintreten, dann liegt der Punkt *e* auf der Austrittsfläche, und dann ist hinter dem Laufrade noch ein Leitrad anzubringen, dessen Schaufeln nach dem Stück $\overline{efg}$ des absoluten Wasserweges zu krümmen sind (s. Fig. 1).

Lassen wir dagegen das Wasser aus dem Laufrade parallel der *Y*-Axe austreten, dann liegt der Punkt *e* auf der Eintrittsfläche, und vor dem Laufrade ist jetzt ein Leitrad anzuordnen, dessen Schaufeln nach dem Stück $\overline{efg}$ (s. Fig. 2) des absoluten Wasserweges zu krümmen sind.

Die Gleichung (III) ist das Grundgesetz des gesammten Turbinenbaues, und mit ihrer Entwicklung ist die eigentliche allgemeine Turbinentheorie beendigt.

Alles was noch darauf folgt, ist Nichts weiter als Anwendung dieser Gleichung auf die verschiedenen Turbinenarten und auf die Turbinen-Constructionselememente.

Da unsere Theorie aus nur drei Gleichungen besteht, und da ein Resultat, falls zu seiner Auffindung überhaupt eine Entwicklung nöthig ist, d. h. falls es nicht unmittelbar erkannt werden kann, aus der Verbindung von mindestens zwei Elementen gefunden werden muss, so folgt, dass eine einfachere Turbinentheorie aufzustellen absolut unmöglich ist.

Diese Einfachheit ist indessen nur zulässig unter der Voraussetzung, dass Gleichung (I) als ganz allgemeine Wahrheit unmittelbar erkannt wird, und diese Voraussetzung trifft erfahrungsmässig bei Vielen nicht zu.

Der Gedankengang, welcher uns zu dieser Gleichung führt, ist eben nicht üblich, und deshalb möge man verzeihen, dass ich zur Beruhigung ängstlicher Gemüther das Grundgesetz (III) im Folgenden auch noch auf dem bereits ausgetretenen Wege der Wissenschaft ableite.

Zur unmittelbaren Erkenntniss der durch Gleichung (I) gegebenen Wahrheit will ich aber vorerst noch Folgendes anführen:

Man wendet zuweilen ein, dass Gleichung (I) unmöglich anwendbar sein könne gleichmässig auf Druck- und Ueberdruckturbinen, weil die Reibung des Wassers an den Schaufeln in beiden Turbinenarten ungleich auf die Wassergeschwindigkeit und also auch auf v_w einwirke.

Dieser Einwand beruht indessen auf einem Trugschluss: denn die parallel zur X-Axe gerichtete Componente des Reibungswiderstandes (welche allein auf v_w einwirken kann), wirkt in gleicher Stärke, aber entgegengesetzter Richtung sowohl auf das Rad als auf das Wasser.

Da wir nun mit P die wirklich nutzbar auf das Rad übertragene Kraft bezeichnet haben, so folgt, dass diese nämliche Kraft, in welcher Weise immer sie aus Flächenpressungen und Reibungswiderständen zusammengesetzt gewesen sein mag, in genau gleicher Grösse, aber entgegengesetzter Richtung auf die Wassermasse Q eingewirkt und dieser die Geschwindigkeit v_w ertheilt hat.

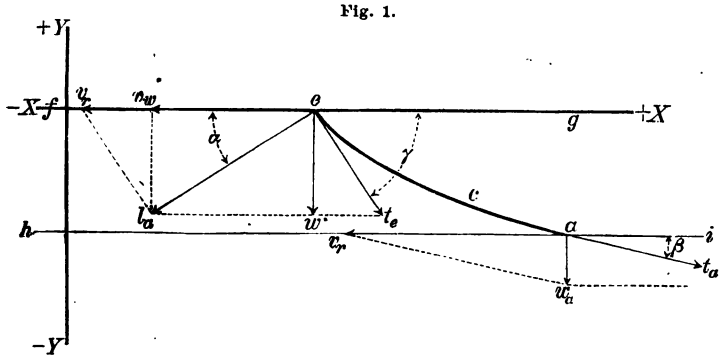
Zur zweiten Ableitung des Grundgesetzes übergehend wollen wir bedenken, dass alle Turbinen, der Wasserwirkung nach, sich in zwei und nicht mehr Classen, nämlich in Druck- und Ueberdruckturbinen eintheilen lassen, und dass wir also die allgemeine Gültigkeit des Grundgesetzes (III) zum zweiten Male nachgewiesen haben, wenn wir sie für beide Classen getrennt nachweisen.

§. 4.

Andere Ableitung des Grundgesetzes für Ueberdruckturbinen.

In Fig. 1 sei $\overline{fg}$ die Eintritts- und $\overline{hi}$ die Austrittskante einer Turbinenstange, und $\overline{eca}$ sei eine Schaufel derselben.

Fig. 1.



Damit das Wasser ohne Stoss in die Stange eintrete, muss die absolute Eintrittsgeschwindigkeit l_a des Wassers sich in zwei Componenten v_r und t_e zerlegen lassen, von denen die erstere gleich der Geschwindigkeit der Stange, und von welcher die letztere parallel gerichtet ist zum oberen Ende der Turbinenschaufel.

Damit ferner das Wasser genau parallel zur Y-Axe die Stange mit der absoluten Geschwindigkeit w_a verlasse,

muss diese Geschwindigkeit die Resultirende sein aus der Stangengeschwindigkeit v_r und der relativen Austrittsgeschwindigkeit t_a, mit welcher das Wasser eine Schaufel verlässt.

Wir zerlegen ferner noch die absolute Eintrittsgeschwindigkeit l_a in die beiden rechtwinkligen Componenten w und v_w, bezeichnen mit h_v die Geschwindigkeitshöhe, welche der Geschwindigkeit l_a entspricht, so dass also

$$l_a^2 = 2\,g\,h_v \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

und mit h_d die Geschwindigkeitshöhe, welche nöthig ist, um das Wasser aus der Geschwindigkeit t_e in die Geschwindigkeit t_a zu versetzen, so dass also

$$t_a^2 - t_e^2 = 2\,g\,h_d \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

ferner mit h_w die Geschwindigkeitshöhe, welche w_a entspricht, so dass also

$$w_a^2 = 2\,g\,h_w \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

und endlich mit ηH die (hydraulische) Nutzgefällhöhe, dann findet statt

$$\eta H = h_v + h_d - h_w \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

denn die den Höhen h_v und h_d entsprechenden Geschwindigkeiten sind ja wirklich erzeugt, nachdem die Reibung in den Leit- und Turbinenschaufeln schon überwunden war, und da von diesen Geschwindigkeiten schliesslich Nichts übrig bleibt als w_a, so sind ihre Geschwindigkeitshöhen minus h_w nutzbar gemacht, d. h. ihre Arbeit ist auf die Turbine übertragen.

Nun folgt aus dem oberen Theile der Fig. 1

$$t_e^2 = v_r^2 + l_a^2 - 2\,v_r\,l_a\,\cos\,\alpha \quad . \quad . \quad (5)$$

und aus dem unteren Theil

$$t_a^2 = v_r^2 + w_a^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

also aus (2) und (6)

$$t_e^2 + 2\,g\,h_d - w_a^2 = v_r^2 \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

und aus (5) und (7)

$$0 = 2\,g\,h_d - w_a^2 + l_a^2 - 2\,v_r\,l_a\,\cos\,\alpha \; . \quad (8)$$

oder da, wie der obere Theil der Fig. 1 zeigt,

$$l_a\,\cos\,\alpha = v_w \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

und nach Einsetzung der Werthe aus (1) und (3)

$$0 = 2\,g\,h_d - 2\,g\,h_w + 2\,g\,h_v - 2\,v_r\,v_w \; . \quad (10)$$

oder

$$2\,v_r\,v_w = 2\,g\,(h_v + h_d - h_w) \quad . \quad . \quad (11)$$

und durch Einsetzung von (4) in (11)

$$v_r\,v_w = \eta\,g\,H \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

welche Gleichung mit unserem Grundgesetz (III) identisch ist.

§ 5.

Andere Ableitung des Grundgesetzes für Druckturbinen.

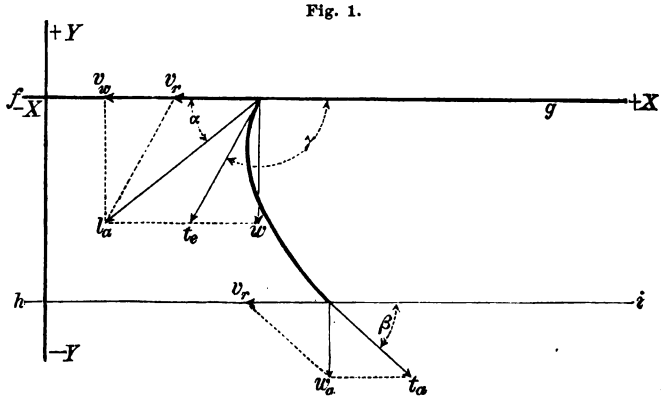
Die Geschwindigkeiten werden wieder wie vorhin zerlegt (s. Fig. 1) und die einzelnen Bezeichnungen haben wieder dieselbe Bedeutung. Demnach ist also auch wieder

$$l_a^2 = 2\,g\,h_v \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

und

$$w_a^2 = 2\,g\,h_w \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Fig. 1.



Während aber bei den Uebertruckturbinen, eben durch den Ueberdruck, das Wasser in den Turbinencanälen be-

schleunigt wird dergestalt, dass im Allgemeinen $t_a > t_e$ (und nur in ganz vereinzelten Fällen $t_a = t_e$), wird bei den Druckturbinen stets $t_a < t_e$.

Denn in diesen Turbinen fehlt ja der Ueberdruck, und in Folge dessen durchfliesst das Wasser die Turbinencanäle nur vermöge seiner lebendigen Kraft.

Letztere muss also auch die Reibung des Wassers an den Wandungen der Turbinencanäle überwinden, folglich ist dieselbe beim Austritt aus der Turbine geringer als beim Eintritt, folglich ist $t_a < t_e$.

Nennen wir h_ζ die Druckhöhe, welche dieser Reibung das Gleichgewicht zu halten im Stande wäre, dann ist also

$$t_e^2 - t_a^2 = 2\,g\,h_\zeta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Nutzbar gemacht wird die Druckhöhe h_v, minus h_w, minus h_ζ, folglich ist

$$\eta\,H = h_v - h_w - h_\zeta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Nun folgt wieder aus dem oberen Theile der Figur

$$t_e^2 = v_r^2 + l_a^2 - 2\,v_r\,l_a\,\cos\,\alpha$$

oder (da $l_a\,\cos\,\alpha = v_w$ und in Folge (1))

$$t_e^2 = v_r^2 + 2\,g\,h_v - 2\,v_r\,v_w \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

und aus dem unteren Theile der Figur

$$t_a^2 = v_r^2 + w_a^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Letztere Gleichung mit (3) giebt

$$v_r^2 = t_e^2 - 2\,g\,h_\zeta - w_a^2 \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

und hierin Gleichung (2) eingesetzt

$$v_r^2 = t_e^2 - 2\,g\,h_\zeta - 2\,g\,h_w \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

und das mit (5) verbunden

$$2\,v_r\,v_w = 2\,g\,(h_v - h_\zeta - h_w) \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

Endlich diese Gleichung in Verbindung mit (4) giebt

$$v_r\,v_w = \eta\,g\,H \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

welche Formel wieder identisch ist mit unserem Grundgesetz (III).

§ 6.

Ermittelung der Werthe für $\mathfrak{d}$, e, n, h_r und w.

Die Dicke $\mathfrak{d}$ der Schaufeln eines Rades, ihre Anzahl n, resp. die Entfernung zweier Schaufeln von einander, oder die Schaufeltheilung e, die Höhe h_r des Rades, gemessen parallel der Y-Axe, und die parallel der Y-Axe gerichteten Geschwindigkeitscomponenten w_e und w_a der absoluten Wassergeschwindigkeit, mit denen das Wasser in das Turbinenrad ein- resp. aus demselben austritt, sind Grössen, welche für rationell construirte Turbinen aller Gattungen gleich gross sein müssen.

Von den Geschwindigkeiten w_e und w_a betrachten wir vorläufig nur diejenige, welche an der Uebergangsfläche zwischen Turbinen- und Leitrad, im sog. „Spalt" stattfindet, und bezeichnen diese schlechthin mit w, gleichgültig ob es w_e oder w_a ist.

Alle diese Grössen lassen sich nur empirisch feststellen.

Was zuerst w betrifft, so leuchtet ein, dass diese Geschwindigkeit desto grösser sein muss, je grösser die Gefällhöhe H ist, im Uebrigen aber kann sie nur aus Erfahrung bestimmt werden.

Nach Redtenbacher*), dessen Regeln bei der Ausführung einer grossen Anzahl Turbinen befolgt sind, ist im Allgemeinen zu nehmen

$$w = l_a \sin \alpha = 0{\cdot}707 \,.\, \sin 24^0 \sqrt{2\,g\,H}$$

oder

$$w = 0{\cdot}2875 \sqrt{2\,g\,H}.$$

Nach Werner**) dagegen ist zu setzen

$$w = 0{\cdot}25 \sqrt{2\,g\,H} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

und diesen Werth kann man für kleinere Gefälle adoptiren, während mir scheint, dass man für grosse Gefälle w zweckmässig noch kleiner und zwar bis

$$w = 0{\cdot}15 \sqrt{2\,g\,H} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1_a)$$

setzt. Aus Gleichung (1) würde folgen

$$w^2 = 2\,g\,\frac{H}{16},$$

d. h. der sechszehnte Theil, oder ca. 6% des Gefälles oder absoluten Effectes gehen durch w verloren, wenn $w_a = w$ ist und in Turbinen, in denen die lebendige Kraft, welche dem Wasser in Folge der Geschwindigkeit w_a innewohnt, nicht wieder in Gefällhöhe umgesetzt werden kann, also in allen frei ausgiessenden Turbinen, mögen sie nun unter oder über Wasser ausgiessen.

Dieser Verlust ist zwar im Allgemeinen zu verschmerzen; in besonderen Fällen aber, und namentlich wenn H sehr gross wird, dürfte man, wie gesagt, w wahrscheinlich

*) Theorie und Bau der Turbinen von F. Redtenbacher, Mannheim 1860, S. 100.

**) Theorie der Turbinen, Kreiselpumpen und Ventilatoren, von Professor R. R. Werner. — Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1869, S. 5 und 6.

zweckmässig noch kleiner (bis zum Werth der Gleichung 1ª) wählen, und wolle bei der Wahl bedenken, dass die Turbine desto grösser wird und desto langsamer umläuft, je kleiner w wird und umgekehrt.

Was sodann h_r und e resp. n anbelangt, so ist klar, dass diese Grössen von einander abhängig sein werden, da sie die hauptsächlichsten Dimensionen eines Turbinencanals bestimmen.

Ein solcher Turbinencanal ist aber als ein gebogenes Rohr zu betrachten.

Die Erfahrung aber lehrt, dass der Krümmungsradius eines solchen Rohres wachsen soll erstens mit dessen lichter Weite und zweitens mit der Geschwindigkeit des Wassers in demselben, weil sonst möglicher Weise eine bedeutende Contraction des Wassers in dem Rohr, und in Folge dessen ein grosser Effectverlust stattfinden kann.

Die Krümmungsradien eines Turbinencanals sind nun ungefähr proportional der Turbinenhöhe h_r, und seine lichte Weite ist proportional der Schaufeltheilung l, folglich findet statt

$$h_r = C_1 e w \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

in welcher Formel C_1 einen constanten, der Erfahrung zu entlehnenden Coëfficienten bezeichnet.

Aus (1) und (2) folgt dann

$$\frac{h_r}{e} = C_1 \, 0{\cdot}25 \sqrt{2gH} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Wir setzen

$$C_1 = 0{\cdot}4$$

oder

$$\frac{h_r}{e} = 0{\cdot}1 \sqrt{2gH} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

und dann wird z. B.

$$\frac{h_r}{e} = 0{\cdot}239 \text{ für } H = 0^{m}3$$
$$\text{„} = 0{\cdot}443 \text{ „ „ } = 1^{m}0$$
$$\text{„} = 0{\cdot}500 \text{ „ „ } = 1^{m}06$$
$$\text{„} = 0{\cdot}626 \text{ „ „ } = 2^{m}$$
$$\text{„} = 0{\cdot}767 \text{ „ „ } = 3^{m}$$
$$\text{„} = 0{\cdot}886 \text{ „ „ } = 4^{m}$$
$$\text{„} = 1{\cdot}000 \text{ „ „ } = 5^{m}$$
$$\text{„} = 1{\cdot}328 \text{ „ „ } = 9^{m}$$
$$\text{„} = 2{\cdot}000 \text{ „ „ } = 20^{m}$$
$$\text{„} = 2{\cdot}214 \text{ „ „ } = 25^{m}$$
$$\text{„} = 4{\cdot}429 \text{ „ „ } = 100^{m}$$

Verhältnisse, welche für mittlere und kleine Gefällhöhen, von denen allein mir Material zur Vergleichung vorliegt, mit guten Ausführungen übereinstimmen.

Nennt man nach b die kleinste lichte Breite eines Turbinencanals (gemessen in der Ebene der X—Y, also in der Papierebene der vorstehenden Figuren), dann construiren manche Turbinenbauer nach der Regel

$$\frac{h_r}{b} = 4,$$

welche man beim Aufzeichnen mit den Resultaten der Formel (4) vergleichen möge.

Nennen wir nun weiter o die Breite eines Turbinencanales, gemessen parallel der Z-Axe (also normal zur Papierebene der vorstehenden Figuren), und bezeichnen wir constante Coëfficienten im Allgemeinen mit k, und mit J die Inanspruchnahme der Schaufeln auf Bruch, dann kann man zur Berechnung der letzteren annähernd setzen

$$e\,o\,H\,k_1 = \frac{1}{6}\,\mathfrak{b}\,h_r^2\,J$$

oder

$$e = k_2\,\frac{\mathfrak{b}\,h_r^2}{o\,H} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

und (4) mit (5) verbunden giebt

$$\frac{h_r}{H^{1/2}} = k_3\,\frac{\mathfrak{b}\,h_r^2}{o\,H}$$

oder

$$h_r = C_2\,\frac{o}{\mathfrak{b}}\,\sqrt{2\,g\,H} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

Ferner fand ich empirisch durch Vergleichung der Abmessungen verschiedener Turbinen, von den kleinsten bis zu solchen, bei denen

$o = 1^{\text{m}}75$ war

$$\mathfrak{b} = 5^{\text{mm}} + \frac{o}{100} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

und diese Gleichung macht aus (6)

$$h_r = C_2\left(100 - \frac{500^{\text{mm}}}{\mathfrak{b}}\right)\sqrt{2\,g\,H} \quad \ldots \quad (8)$$

und das mit (4) verbunden giebt

$$e = C_3\left(100 - \frac{500^{\text{mm}}}{\mathfrak{b}}\right) \quad \ldots \quad (9)$$

In der folgenden Tabelle ist nun o angenommen, darauf ist $\mathfrak{b}$ aus (7) und $\frac{e}{C_3}$ aus (9) berechnet, dann ist durch Vergleichung mit guten Ausführungen

$$C_3 = 4 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

gesetzt, und dann ergaben sich für e die Werthe der letzten Columne.

o	$\mathfrak{b}^{mm}$	$\frac{e}{C_3}$	e^{mm} wenn $C_3 = 4$
100	6	16	68
200	7	29	116
300	8	38	152
400	9	45	180
500	10	50	200
600	11	55	220
700	12	58	232
800	13	62	248
900	14	64	256
1000	15	66	267

und Gleichungen (9) und (10) ergeben

$$e = 400 - \frac{2000}{\mathfrak{b}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

Die Resultate dieser Tabelle resp. Formel (11) habe ich nun neuerdings mit den Ausführungen verglichen und gefunden, dass man e im Allgemeinen noch Etwas grösser nehmen dürfe.

Namentlich konnte ich zwischen den berechneten Werthen und den allerkleinsten ausgeführten Turbinen keine Uebereinstimmung erzielen, und fand z. B. ausgeführt:

$$o = 20^{mm}; \ \mathfrak{b} = 5^{mm}; \ e = 50^{mm},$$

während unsere Formeln ergeben:

$$o = 20^{mm}; \ \mathfrak{b} = 5^{mm}2; \ e = 16^{mm}.$$

Diese Uebereinstimmung zu erzielen, setze ich daher jetzt nachträglich statt (11)

$$e = 435 - \frac{2000}{\mathfrak{b}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

so dass die Schaufeltheilung bei der denkbar kleinsten Turbine (für welche laut (7) $\mathfrak{d} = 5$)

$$e_{min} = 35^{mm}$$

wird.

Eine Vergleichung der Rechnungsresultate mit den Dimensionen ausgeführter Turbinen ergiebt Folgendes:

Art der Turbine.	o^{mm}	e^{mm} ausgeführt	Berechnet nach Formel (7) $\mathfrak{d}^{mm}$	Berechnet nach Formel (12) e^{mm}
Tangentialrad	60	60	5·6	75
do.	230	80	7·3	161
Jonval-Henschel	590	200	10·9	253
do.	160	160	6·6	132
do.	355	160	8·55	200
Fourneyron	125	170	6·25	115
Francis	135	157	6·35	110
Girard	42	60	5·4	65

Empfehlenswerth ist, zur Berechnung von e (aus Formel (12)) den genauen aus Formel (7) sich ergebenden Werth von $\mathfrak{d}$ zu benutzen, nächträglich aber wird man $\mathfrak{d}$ so wählen, dass es sich durch eine ganze Zahl Millimeter ausdrücken lässt, und für e natürlich den nächstliegenden Werth annehmen, für welchen $en = 2r\pi$ wird, unter r hier den kleinsten Radius vom Einströmungsumfang verstanden.

Man hat also zur Berechnung, wenn o gegeben,

$$\mathfrak{d} = 5^{mm} + \frac{o}{100} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

$$e = 435 - \frac{2000}{\mathfrak{d}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

$$h_r = 0{\cdot}1 \, . \, e \sqrt{2 g H} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

und

$$w = 0{\cdot}25 \sqrt{2 g H} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

bis

$$w = 0{\cdot}15 \sqrt{2 g H} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1_a)$$

§ 7.

Die Gefällhöhe und der Wirkungsgrad.

Sperrt man den Zufluss zu irgend einem Wassermotor gänzlich ab dergestalt, dass alles dem Bach (oder Fluss etc.) zufliessende Wasser durch den Wildbach, Nichts aber durch den Werkgraben fliesst, dann gelangt natürlich in letzterem das Wasser nach einiger Zeit zur Ruhe.

Misst man in diesem Zustande der Ruhe die verticale Entfernung der Wasserspiegel im Ober- und Untergraben, so erhält man das sogenannte totale oder todte Gefälle, welches wir mit H_t bezeichnen.

Mit diesem totalen Gefälle aber kann keine Maschine arbeiten, denn damit ein Motor durch Wasser umgetrieben werde ist nothwendig, dass immer neues Wasser zu- und abfliesse.

Damit dies aber möglich sei, ist wiederum nothwendig, dass der Wasserspiegel des Obergrabens an seiner Ausmündung (in die Turbine) tiefer liege als an seiner Einmündung (in den Fluss), und ebenso dass der Wasserspiegel des Untergrabens an seiner Einmündung (in die Turbine) höher liege als an seiner Ausmündung (in den Fluss).

Mit andern Worten: damit die Turbine dauernd gleichmässig arbeiten kann, muss in ihrer unmittelbaren Nähe

das Oberwasser etwas fallen und das Unterwasser etwas gestaut werden.

Diejenige verticale Entfernung nun vom Ober- und Unterwasserspiegel, welche sich im Beharrungszustande des Betriebes ergiebt, nennen wir das Betriebsgefälle, oder schlichtweg das Gefälle, und bezeichnen dasselbe mit H.

Die Differenz $H_t - H$ zwischen totalem und Betriebsgefälle ist nun natürlich gänzlich unabhängig von der Art und Construction des hydraulischen Motors, und gehört deshalb in die Theorie eines solchen auch gar nicht hinein.

Sie ist vielmehr eine Function ausschliesslich der Dimensionen und der Gestalt des Werkgrabens, und nach den bekannten Regeln (über die Bewegung des Wassers in Canälen) zu berechnen.

Was nun ferner den Wirkungsgrad einer Turbine betrifft, so stellt die Theorie mit Recht an alle rationell construirten Turbinen die Anforderung:

1) dass kein Wassermolekül irgendwo eine plötzliche Geschwindigkeits- oder Richtungsänderung erleide, dass also nirgendwo durch Stoss ein Verlust an lebendiger Kraft stattfinde;
2) dass in einer vollkommenen Turbine weder Wasserverluste noch störende Zuflüsse stattfinden, d. h. weder soll Wasser aus dem Obergraben ohne zu wirken in den Untergraben gelangen können, noch soll die Turbine Flüssigkeiten saugen aus einem anderen Reservoir als dem Obergraben, sie soll also weder Unterwasser noch atmosphärische Luft ansaugen.

Denkt man sich diese beiden Bedingungen streng erfüllt, dann können also Effectverluste ausschliesslich nur entstehen:

1) durch die unvermeidliche Reibung des Wassers an den Wandungen der Rohre, des Leit- und Turbinenrades und
2) durch Geschwindigkeitsverluste, wenn nämlich die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser die Turbine resp. das Turbinenrohr verlässt, grösser ist, als die, mit welcher es eintrat.

Die Höhe einer Wassersäule, welche gleichzeitig jene Reibungswiderstände zu überwinden und diese Geschwindigkeitsdifferenz zu erzeugen im Stande ist, nennen wir die hydraulische Verlusthöhe und bezeichnen sie mit h, die Differenz $H - h$ aber nennen wir das hydraulische Nutzgefälle und bezeichnen es mit ηH, so dass also

$$\eta H = H - h \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

folglich ist

$$\eta = \frac{H - h}{H} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

der hydraulische Wirkungsgrad.

Die Bedingungen (1) und (2) können aber nicht ganz erfüllt werden.

Bedingung (1) schon deshalb nicht weil, wenn wir auch noch so genau construiren, die körperliche Turbine nicht streng der Zeichnung entsprechen wird der Unvollkommenheit aller menschlichen Arbeit wegen.

Dazu kommt dass, letztere selbst als vollkommen vorausgesetzt, die Bedingung nicht mehr erfüllt ist, falls die Turbine nicht genau die Anzahl Umdrehungen macht für welche sie construirt ist, oder wenn das Gefälle H nicht genau das der Construction zu Grunde gelegte ist.

Anzahl der Umdrehungen und Gefälle sind aber in der Praxis sehr selten ganz constant, und in Berücksichtigung

dieser Thatsache haben einige Schriftsteller den hydraulischen Wirkungsgrad einer gegebenen Turbine ermittelt für verschiedene Gefälle und Geschwindigkeiten.

Diese Ermittelung scheint mir aber für die Praxis keinen Werth zu haben, weil eine Turbine ihrer Natur nach eine Maschine ist, welche bei constantem Gefälle mit annähernd nur derselben Geschwindigkeit arbeiten darf, falls man mit ihr einen günstigen Wirkungsgrad erzielen will, und weil man deshalb in allen Fällen (bis jetzt wenigstens ist mir eine Ausnahme nicht bekannt) die Anlage so einrichtet, dass die Turbine mit fast genau derselben Geschwindigkeit umläuft.

Geringe Aenderungen der Geschwindigkeit aber, wie sie während des Regulirens und durch mangelhaftes Reguliren der Aufschlagwassermenge vorkommen, darf man vernachlässigen, weil jede Function, also auch der Wirkungsgrad sich nur sehr wenig ändert in der Nähe des Maximums.

Was aber die unvermeidliche Veränderlichkeit des Gefälles betrifft, so bleibt bei Befolgung der augenblicklichen Methode, die Anzahl der Umdrehungen constant zu erhalten, Nichts übrig, als die Turbine für die durchschnittlich kleinste Gefällhöhe (nicht für die möglichst kleinste Gefällhöhe, wie solche z. B. in Folge von Ueberschwemmungen wohl für wenige Tage oder Wochen eintreten kann) zu construiren, damit man bei diesem kleinsten Gefälle den grösstmöglichen Wirkungsgrad erzielt.

Bei grösserem Gefälle wird dann die Turbine allerdings mit einem kleineren Wirkungsgrad arbeiten, dabei aber selbstverständlich doch einen grösseren Nutzeffect liefern.

Rationeller freilich wäre die Geschwindigkeit der Turbine

der augenblicklichen Gefällhöhe stets anzupassen, was keine theoretischen, wohl aber praktische Schwierigkeiten verursacht insofern, als in den meisten Fabriken dann die Umsetzung zwischen Turbinen- und Transmissionswelle veränderlich eingerichtet werden müsste.

Die zweite Bedingung dagegen ist nicht einmal annähernd zu erfüllen:

Zwischen Turbinen- und Leitrad und zwischen diesem und dem Turbinengehäuse müssen wir der Ungenauigkeit der Arbeit wegen und in Hinsicht auf den Verschleiss der Zapfen etc. einen Spielraum, den sog. Spalt, anordnen.

Durch diesen Spalt entweicht bei Ueberdruckturbinen eine beträchtliche Menge Wasser, welche auf theoretischem Wege zu bestimmen keine Schwierigkeiten bereitet.

Mehr Schwierigkeiten verursacht schon, den in Folge dieses Wasserverlustes entstehenden Effectverlust zu bestimmen, denn irrig ist der Glaube, die ganze lebendige Kraft, welche dieser Wassermenge innewohnt, sei für den Effect verloren.

Ein Theil dieser lebendigen Kraft wird vielmehr wieder nutzbar gemacht, dadurch dass er den Spaltenüberdruck vergrössert.

Bei den Druckturbinen dagegen tritt durch den Spalt Flüssigkeit durch das Turbinenrad ein, und zwar Wasser aus dem Ausgussrohr, wenn die Turbine unter Wasser, und Luft, wenn sie über Wasser arbeitet.

Die Girard-Turbinen z. B. sind vollständige Wasserstrahlgebläse, und da wir hier für ein Gebläse keine Verwendung haben, so entsteht natürlich aus dem Betrieb desselben ein Effectverlust, welcher annähernd so gross sein dürfte, wie der bei Ueberdruckturbinen durch Wasserverlust entstehende.

Aus all diesen Gründen wird der wirkliche hydraulische Wirkungsgrad kleiner sein als der sogenannte hydraulische.

Unter totalem Wirkungsgrad aber, welchen wir mit η_t bezeichnen wollen, versteht man den Quotienten $\frac{E_n}{E_a}$, so dass also

$$\eta_t = \frac{E_n}{E_a} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (3)$$

und darin ist E_a die Arbeit, welche das Wasserquantum Q verrichten könnte, wenn gar keine Effectverluste stattfänden.

Diese Arbeit ist also

$$E_a = Q H \quad \ldots \ldots \quad (4)$$

und heisst der absolute Effect.

Mit E_n aber bezeichnet man den Nutzeffect der ganzen Maschine, d. h. die Arbeit, welche die Turbinenwelle nicht empfängt, sondern abgiebt, dieser Effect ist also noch kleiner als der wirkliche hydraulische, und zwar um die Arbeit, welche Zapfen und event. Stopfbüchsreibungen verbrauchen, so dass also in jedem Falle

$$\eta_t < \eta$$

ist.

Der Schwierigkeiten wegen verzichten wir darauf, die Abhängigkeit dieser beiden Grössen von einander auf theoretischem Wege zu ermitteln, halten uns vielmehr an die Erfahrung und setzen mit Werner*) und Schmidt**)

$$\eta_t = 0{\cdot}93 \quad \eta = 0{\cdot}93 \quad \frac{H-h}{H} \quad \ldots \quad (5)$$

*) Theorie der Turbinen, Kreiselpumpen und Ventilatoren, von Professor R. R. Werner, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1869, S. 174.

**) Ueberblick der verschiedenen Turbinentheorien, von Professor Gustav Schmidt, Wien, Tendler & Comp. 1862, S. 30.

§ 8.

Ermittelung der durch Wasserreibung entstehenden Gefällverluste.

Das Wasser in einer Turbine reibt sich

1) an den Wandungen der Rohre, welche Ober- und Untergraben mit einander verbinden, und die Gefällhöhe in Metern, welche diese Reibung zu überwinden vermag, bezeichnen wir mit h_ζ;

2) an den Wandungen der Canäle des Leitapparates, und den dadurch entstehenden Gefällverlust bezeichnen wir mit $h_{\zeta l}$,

3) an den Canalwandungen des Turbinenrades, und den hierdurch entstehenden Gefällverlust nennen wir $h_{\zeta t}$.

Nennt man nun $\mathfrak{D}$ den Durchmesser des Turbinenrohres, L seine Länge, v die Geschwindigkeit des Wassers in demselben (alles in Metern ausgedrückt) und ζ einen (den sog. Reibungs-) Coëfficienten, dann ist

$$h_\zeta = \zeta \frac{L}{\mathfrak{D}} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad \ldots\ldots \quad (1)$$

ζ aber ist nicht constant, sondern aus folgender Tabelle von Weisbach zu entnehmen:

Tabelle
der Reibungscoëfficienten ζ des Wassers in runden eisernen Röhren.

		Zehntel-Meter.									
	v	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ganze Meter.	0	—	0·0443	0·0356	0·0317	0·0294	0·0278	0·0266	0·0257	0·0250	0·0244
	1	0·0239	0·0234	0·0230	0·0227	0·0224	0·0221	0·0219	0·0217	0·0215	0·0213
	2	0·0211	0·0209	0·0208	0·0206	0·0205	0·0204	0·0203	0·0202	0·0201	0·0200
	3	0·0199	0·0198	0·0197	0·0196	0·0195	0·0195	0·0194	0·0193	0·0193	0·0192
	4	0·0191	0·0191	0·0190	0·0190	0·0189	0·0189	0·0188	0·0188	0·0187	0·0187

Die zweite Reibungs-Widerstandshöhe $h_{:l}$ ist genau ebenso zu beurtheilen, denn die Leitcanäle sind Nichts als ganz gefüllte Röhren, aber von (im Wesentlichen) viereckigem Querschnitt.

Die grösste Geschwindigkeit des Wassers in diesen haben wir mit l_a bezeichnet, die kleinsten Querschnittsdimensionen eines solchen Canals bezeichnen wir in der Papierebene unserer vorstehenden Figuren gemessen mit b, und normal dazu mit o, endlich die Länge des Canals mit s, dann ist*) die Widerstandshöhe, welche ein Canal verursacht,

$$= \zeta \frac{s\,(o + b)}{2\,o\,b} \frac{l_a^2}{2\,g},$$

folglich die Widerstandshöhe, welche sämmtliche n Canäle verursachen,

*) Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik von Dr. J. Weisbach etc., bearbeitet von Gustav Herrmann, Professor etc. 5. Auflage (1875), Band 1, S. 1012.

$$h_{\zeta l} = n\,\zeta\,\frac{s\,(o+b)}{2\,o\,b}\,\frac{l_a^2}{2\,g} \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Diese Formel würde indessen nur dann einigermassen richtig sein, wenn b und l_a constant wären, was nicht der Fall ist.

Formel (2) giebt deshalb zu grosse Werthe für $h_{\zeta l}$, und deshalb empfiehlt sich, den berechneten Werth zu vergleichen mit einer andern aus einer rein empirischen Formel, welche Weisbach*) durch directe Versuche an Turbinen gefunden hat, und welche lautet

$$h_{\zeta l} = \zeta_1\,\frac{l_a^2}{2\,g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

und zwar ist hierin zu setzen

$$\left.\begin{array}{l}\zeta_1 = 0{\cdot}05 \text{ bis } 0{\cdot}1,\\ \text{im Mittel } \zeta_1 = 0{\cdot}075\end{array}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Die dritte Reibungswiderstandshöhe $h_{\zeta t}$ ist bei Ueberdruckturbinen genau wie die zweite zu berechnen. Bezeichnet man also jetzt mit s, o und b die Dimensionen eines Turbinencanals, und mit n die Anzahl solcher Canäle, so ist für Ueberdruckturbinen

$$h_{\zeta t} = n\,\zeta\,\frac{s\,(o+b)}{2\,o\,b}\,\frac{t_a^2}{2\,g} \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

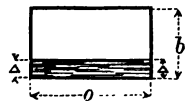
resp.

$$h_{\zeta t} = \zeta_1\,\frac{t_a^2}{2\,g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

für Druckturbinen dagegen, bei denen also die Canäle nicht ganz gefüllt sind, ergiebt sich ein anderer Werth aus folgender Betrachtung.

*) Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik von Dr. J. Weisbach etc., 3. Auflage (1875), Band 2, S. 509.

Fig. 1.



Beistehende Figur sei der Querschnitt eines Turbinencanales und die Dicke der Wasserschicht sei $\triangle$, dann ist der Querschnitt der Reibungsfläche jetzt $o + 2\triangle$ (statt $2(o + b)$ in Formel (5)), und der Querschnitt des Wasserstrahls ist jetzt $o\triangle$ (statt ob in Formel (5)).

Demnach ist in Formel (5) $o + b$ durch $\frac{o}{2} + \triangle$ und ob durch $o\triangle$ zu ersetzen, und es entsteht für Druckturbinen

$$h_{\zeta t} = n\,\zeta\,\frac{s\left(\frac{o}{2} + \triangle\right)}{2\,o\,\triangle}\cdot\frac{t^2}{2\,g} \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

eine Formel, welche auch aus (1) entsteht, wenn man $h_{\zeta t} = n\,h_\zeta$, $L = s$, $v = t_a$ und

$$\frac{1}{\mathfrak{D}} = {}^1\!/_4\,\frac{\mathfrak{D}\,\pi}{\frac{\mathfrak{D}^2\,\pi}{4}} = {}^1\!/_4\cdot\frac{\text{Umfang}}{\text{Inhalt}} = {}^1\!/_4\,\frac{o + 2\,\triangle}{o\,\triangle} = \frac{\frac{o}{2} + \triangle}{2\,o\,\triangle}$$

setzt.

Für t aber ist der Sicherheit wegen der grössere Werth von t_e und t_a zu setzen.

§ 9.

Berechnung des Wirkungsgrades und des Nutzeffectes.

Wir haben nunmehr alles Material beisammen um Formeln für das Nutzgefälle, den Wirkungsgrad und den Nutzeffect jeder Turbine sofort niederschreiben zu können; die allgemeine Formel lautet nämlich

$$\eta H = H - h_{\zeta} - h_{\zeta l} - h_{\zeta t} - h_w \quad . \quad . \quad (1)$$

wobei daran zu erinnern ist, dass das letzte Glied $h_w = \frac{w_a^2}{2g}$ **nur** dann in Rechnung zu ziehen ist, wenn die Turbine eine frei ausgiessende ist, wie z. B. bei allen Druckturbinen.

Bei den meisten Ueberdruckturbinen dagegen und bei allen mit Sauggefälle ist h_w nicht in Rechnung zu ziehen, hier ist vielmehr immer die Anordnung so zu treffen, dass das Wasser mit derselben Geschwindigkeit in das Turbinenrohr eintritt, mit welcher es dasselbe verlässt, und dann findet überhaupt kein Geschwindigkeitsverlust statt.

Ist letzteres aber auch in der Praxis nicht immer streng erfüllt, so ist die Differenz doch stets so gering, dass sie in allen Fällen vernachlässigt werden darf.

Weiter hat man dann (5, § 7)

$$\eta_t = 0{\cdot}93\,\eta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

ferner als absoluten Effect in Secunden-Kilogramm-Metern

$$E_a = Q.H \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

und als absoluten Effect in Pferdestärken

$$N_a = \frac{QH}{75} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

und als Nutzeffect in Pferdestärken

$$N_n = \eta_t \frac{QH}{75} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Formeln (2) bis (5) gelten ohne Umgestaltung für alle Turbinen ohne Ausnahme, Formel (1) dagegen gestaltet sich folgendermassen um

1) für alle Ueberdruckturbinen ohne Ausnahme

$$\eta H = H - \zeta \frac{L}{\mathfrak{D}} \cdot \frac{v^2}{2g} - n\zeta \frac{s(o+b)}{2ob} \frac{l_a^2}{2g}$$
$$- n\zeta \frac{s(o+b)}{2ob} \frac{t_a^2}{2g} - \frac{w_a^2}{2g} \quad . \quad . \quad (6)$$

[wobei noch daran erinnert werden mag, dass im dritten und vierten Gliede die Buchstaben n, s, o und b nicht die nämlichen, sondern nur gleichnamige Grössen an zwei verschiedenen Maschinenelementen (Leit- und Turbinenrad) bezeichnen]

2) für alle Druckturbinen ohne Ausnahme

$$\eta H = H - \zeta \frac{L}{\mathfrak{D}} \cdot \frac{v^2}{2g} - n\zeta \frac{s(o+b)}{2ob} \cdot \frac{l_a^2}{2g}$$
$$- n\zeta \frac{s\left(\frac{o}{2}+\Delta\right)}{2o\Delta} \cdot \frac{t^2}{2g} - \frac{w_a^2}{2g} \quad . \quad . \quad (7)$$

Statt der Formeln (6), (7) und (2) bedienen sich manche Praktiker der (angeblich) bewährten Formel

$$\eta_t H = H - \zeta' \frac{l_a^2}{2g} - \zeta'' \frac{t_a^2}{2g} - \frac{w_a^2}{2g} - z \ . \quad (8)$$

und zwar ist hierin zu setzen

$$\zeta' = 0{\cdot}1,$$
$$\zeta'' = 0{\cdot}2$$

bei Turbinen, welche über Wasser ausgiessen (Druckturbinen);

$$\zeta'' = 0{\cdot}25$$

bei Turbinen, welche ganz unter Wasser arbeiten (Ueberdruckturbinen) und

$$z = \frac{E_z}{E_a} H,$$

worin E_z die Arbeit bedeutet, welche die Zapfenreibung verschlingt.

Da in Gleichung (8) jenes Glied fehlt, welches sich auf die Reibung des Wassers an den Rohrwandungen bezieht, so ist sie jedenfalls nur für Niederdruckturbinen anwendbar.

§ 10.

Ermittelung der vortheilhaftesten Radgeschwindigkeit v_r bei Ueberdruckturbinen.

Das Grundgesetz (III) heisst

$$v_r v_w = \eta g H \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Wir machen nun die (nicht bei allen Turbinen genau zutreffende, stets aber genügend genaue) Annahme, in jeder Turbine sei η constant, d. h. jedes Wassermolekül wirke gleich vortheilhaft auf die Turbine ein, dann wird die rechte Seite der Gleichung (1) eine constante Grösse, und wir können nun schreiben

$$v_r v_w = Const. = C \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Nun ist offenbar die Radgeschwindigkeit die beste, für welche η ein Maximum wird.

Bei allen Ueberdruckturbinen liegt aber für gewöhnlich kein Grund vor, Leit- und Turbinenrad wesentlich verschiedene Dimensionen zu geben, und wenn auch Formen und Verhältnisse an beiden etwas von einander abweichen sollten, so kann man doch, ohne einen merklichen Fehler zu begehen, an beiden Turbinenelementen den Factor

$$n \zeta \frac{s (o + b)}{2 o b}$$

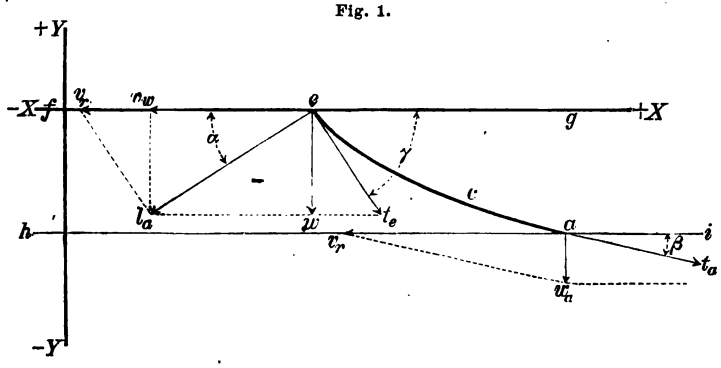
als gleich gross annehmen.

Dann aber wird laut Gleichung (6, § 9) η ein Maximum, sobald

$$y = l_a^2 + t_a^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

ein Minimum wird.

Fig. 1.



Nun aber ist laut nebenstehender Fig. 1

$$\left.\begin{aligned} l_a^2 &= v_w^2 + w^2 \\ t_a^2 &= v_r^2 + w_a^2 \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

folglich

$$y = v_r^2 + v_w^2 + w^2 + w_a^2 \quad . \quad . \quad (5)$$

wobei zu beachten, dass w und w_a von v_r und v_w vollkommen unabhängige Grössen sind.

Diese Gleichung mit (2) verbunden derart, dass wir einmal v_w und zweitens v_r ausscheiden, entsteht

$$\left.\begin{aligned} y &= v_w^2 + \frac{C^2}{v_w^2} + w^2 + w_a^2 \\ y &= v_r^2 + \frac{C^2}{v_r^2} + w^2 + w_a^2 \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad (6)$$

folglich

$$\left.\begin{aligned} \frac{dy}{d\,v_w} &= 2\,v_w - \frac{C^2\ 2\,v_w}{v_w^4} = 0 \\ \frac{dy}{d\,v_r} &= 2\,v_r - \frac{C^2\ 2\,v_r}{v_r^4} = 0 \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad (7)$$

Laut beigedruckter Fig. 1 ist nun

$$l_a^2 = v_w^2 + w^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

folglich ist auch

$$\eta H = \frac{v_w^2}{2g} + h_t + \frac{w^2}{2g} - \frac{w_a^2}{2g} - \zeta_1 \frac{t^2}{2g} \quad (3)$$

Nun aber steht stets in unserer Macht, so zu construiren, dass

$$h_t + \frac{w^2}{2g} - \frac{w_a^2}{2g} - \zeta_1 \frac{t^2}{2g} = 0 \quad . \quad . \quad (4)$$

wird, und dann wird aus (3)

$$\eta H = \frac{v_w^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

dies mit dem Grundgesetz

$$v_r v_w = \eta g H \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

giebt

$$v_w = 2 v_r \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

d. h. bei allen Druckturbinen soll (unter der durch Gleichung (4) ausgedrückten Voraussetzung) im Spalt die Radgeschwindigkeit halb so gross sein als die gleichgerichtete rechtwinklige Componente der absoluten Wassergeschwindigkeit.

Dies ist ein bekanntes Gesetz.

Demnach wird also

$$\left.\begin{aligned} v_r &= \sqrt{{}^1/_2 \eta g H} = 0{\cdot}707 \sqrt{\eta g H} \\ v_w &= \sqrt{2 \eta g H} = 1{\cdot}414 \sqrt{\eta g H} \end{aligned}\right\} \quad . \quad (8)$$

§ 12.

Ermittelung der Bedingungen, unter denen bei Druckturbinen mit verticaler Axe $v_w = 2\,v_r$ (wie üblich) wird.

Die allgemeine Bedingung ist laut (4) des vorigen §

$$h_t + \frac{w^2}{2g} - \frac{w_a^2}{2g} - \zeta_1 \frac{t^2}{2g} = 0 \quad . \quad . \quad (1)$$

Nun ist bei

a) Axialturbinen mit oberer Beaufschlagung

$$h_t = \text{der Radhöhe} = h_r,$$

folglich muss sein

$$h_r + \frac{w^2}{2g} = \frac{w_a^2}{2g} + \zeta_1 \frac{t^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

b) Axialturbinen mit unterer Beaufschlagung

$$h_t = -\,h_r,\ t = t_e,$$

folglich muss sein

$$\frac{w^2}{2g} = h_r + \frac{w_a^2}{2g} + \zeta_1 \frac{t_e^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

c) Radialturbinen mit innerer Beaufschlagung

$$h_t = \frac{{v_r}_a^2 - v_r^2}{2g},$$

folglich muss sein

$$\frac{{v_r}_a^2 - v_r^2}{2g} + \frac{w^2}{2g} = \frac{w_a^2}{2g} + \zeta_1 \frac{t^2}{2g} \quad . \quad (4)$$

d) Radialturbinen mit äusserer Beaufschlagung

$$h_t = -\frac{v_r^2 - v_{ri}^2}{2g}, t = t_e,$$

folglich muss sein

$$\frac{w^2}{2g} = \frac{v_r^2 - v_{ri}^2}{2g} + \frac{w_a^2}{2g} + \zeta_1 \frac{t_e^2}{2g} \quad . \quad (5)$$

v_{ri} und v_{ra} in (5) und (4) bedeuten aber innere und äussere Radumfangsgeschwindigkeit, während v_r die Radumfangsgeschwindigkeit im Spalt bleibt.

Im Uebrigen wolle man nicht vergessen, dass, wenn die Gleichungen (2) bis (5) unbequeme Resultate ergeben, man sich an diese Gleichungen (und gleichzeitig $v_w = 2 v_r$) durchaus nicht zu binden braucht. Nöthig ist ausschliesslich die Erfüllung von Gleichung 3, § 11; und diese Erfüllung ist, wie leicht einzusehen, auf noch verschiedene andere Weise möglich.

§ 13.

Ermittelung der Wasserpressungen in Ueberdruckturbinen.

Die absoluten Pressungen des Wassers an den verschiedenen Arten einer Turbine messen wir durch Wasserbarometer und bezeichnen deren Höhen durch b.

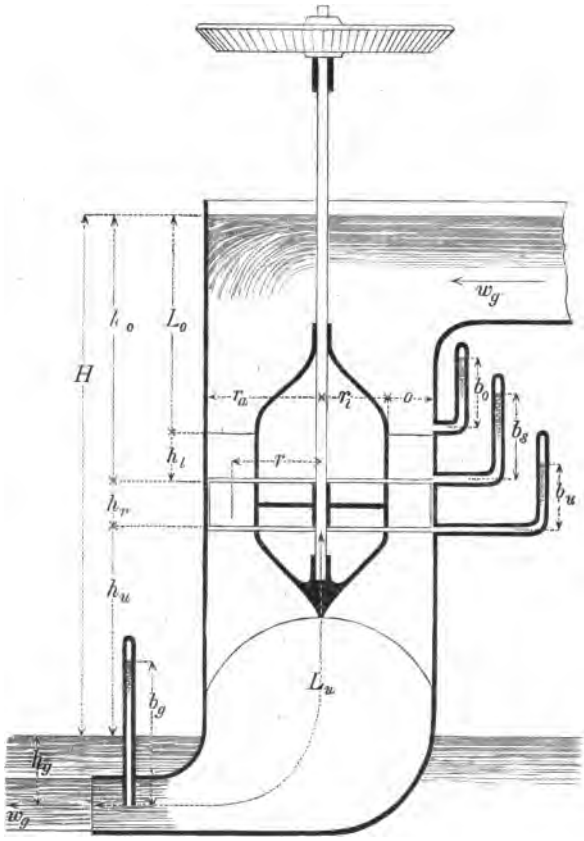
Unsern übrigen Bezeichnungen legen wir die nebenstehende Skizze einer Axialturbine mit Sauggefälle zu Grunde, da die hierdurch gewonnenen Resultate sich leicht auf alle andern Ueberdruckturbinen anwenden lassen.

Wir erinnern zuerst daran, dass die absolute Wassergeschwindigkeit beim Eintritt in das Leitrad axial gerichtet ist, und beim Austritt aus dem Turbinenrade axial gerichtet sein soll.

Letzteres ist nämlich (wie bereits oben bewiesen) das einzig Rationelle, denn von der Geschwindigkeitshöhe der axial gerichteten rechtwinkligen Componente von w_a geht nur die Differenz $\frac{w_a^2 - w_g^2}{2g}$, welche sich beliebig klein machen lässt, für das Nutzgefälle verloren, während eine etwa vorhandene tangentiale Componente von w_a nur durch einen zweiten (hinteren) Leitapparat (welchen man zu diesem Zweck niemals anwenden wird) nutzbar zu machen wäre.

Die älteren Theorien schreiben trotzdem eine etwas andere Austrittsrichtung des Wassers vor, sie thun das aber ausschliesslich, um einfache Formeln zu erhalten.

Fig. 1.



Dessen ungeachtet werden unsere Formeln noch einfacher werden.

Ferner aber ist rationell (denn dann finden gar keine Geschwindigkeitsverluste statt), die Zu- und Abfluss-

geschwindigkeit des Wassers im Ober- und Untergraben gleich gross, $= w_g$ anzuordnen, eine Anordnung, welche sich fast immer mühelos treffen lässt.

Das Betriebsgefälle H zerfällt in das obere oder Druckgefälle h_o, gemessen vom Oberwasserspiegel bis zum Spalt, die Radhöhe h_r und endlich das untere oder Sauggefälle h_u, gemessen von Austrittskante Turbinenrad bis Unterwasserspiegel.

Die Entfernung des letzteren vom Schwerpunkte des Ausflussquerschnittes sei h_g, und h_l sei die Höhe des Leitrades.

r sei der mittlere, r_a der äussere und r_i der innere Halbmesser des Turbinenrades, und $o = r_a - r_i$ sei die radiale Dimension eines Turbinencanals.

b_o sei die Wasserbarometerhöhe an Eintrittskante Leitrad, b_s diejenige im Spalt (zwischen Leit- und Turbinenrad), b_u diejenige an Austrittskante Turbinenrad und endlich b_g die Wasserbarometerhöhe im Schwerpunkte des Ausflussquerschnittes.

Nennen wir noch $\mathfrak{A} = 10^{\text{m}}$ die Wasserbarometerhöhe der Atmosphäre, so hat man zuerst

$$b_g = \mathfrak{A} + h_g = 10 + h_g \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

dann folgt zunächst

$$b_u = b_g - (h_u + h_g) - \left(\frac{w_a^2}{2g} - \frac{w_g^2}{2g}\right) + \zeta \frac{L_u}{\mathfrak{D}} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

oder in Verbindung mit (1)

$$b_u = 10 - h_u - \frac{w_a^2}{2g} + \frac{w_g^2}{2g} + \zeta \frac{L_u}{\mathfrak{D}} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (2)$$

Die Wasserbarometerhöhe b_o lässt sich von oben her bestimmen zu

$$b_o = 10 + h_o - h_l - \frac{w^2}{2g} + \frac{w_g^2}{2g} - \zeta \frac{L_o}{\mathfrak{D}} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (3)$$

wobei wir der Einfachheit halber die stets zu realisirende Annahme machen, dass die axiale rechtwinklige Componente der absoluten Wassergeschwindigkeit im Leitrad überall $= w$ ist, und dann ergiebt sich die Wasserbarometerhöhe im Spalt

$$b_s = b_o + h_l - \frac{v_w^2}{2g} - \zeta_1 \frac{l_a^2}{2g} \quad . \quad . \quad (4)$$

oder nach Einsetzung von (3)

$$b_s = 10 + h_o - \frac{v_w^2}{2g} - \frac{w^2}{2g} + \frac{w_g^2}{2g} - \zeta \frac{L_o}{\mathfrak{D}} \cdot \frac{v^2}{2g} - \zeta_1 \frac{l_a^2}{2g} \quad (5)$$

Will man dagegen b_s von unten her bestimmen, so hat man

$$b_s = \eta H + b_u - h_r - \frac{v_w^2}{2g} - \frac{w^2}{2g} + \frac{w_a^2}{2g} + \zeta_1 \frac{t_a^2}{2g} \quad (6)$$

und das giebt mit (2)

$$b_s = \eta H + 10 - h_u - h_r - \frac{v_w^2}{2g} - \frac{w^2}{2g} + \\ + \frac{w_g^2}{2g} + \zeta \frac{L_u}{\mathfrak{D}} \cdot \frac{v^2}{2g} + \zeta_1 \frac{t_a^2}{2g} \quad . \quad . \quad (7)$$

der Werthe aus (5) und (7) einander gleichgesetzt und bedacht, dass

$$H = h_o + h_r + h_u \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

entsteht

$$H - \zeta \frac{L}{\mathfrak{D}} \frac{v^2}{2g} - \zeta_1 \frac{l_a^2 + t_a^2}{2g} = \eta H \, . \quad (9)$$

was sich als richtig legitimirt und die Richtigkeit unserer Druckbestimmungen gewährleistet.

Wollten wir in Gleichung (7) ηH entfernen und durch Geschwindigkeitshöhen ersetzen, so geben uns (1) bis (4) in § 4

$$\eta H = \frac{v_w^2}{2g} + \frac{w^2}{2g} + \frac{t_a^2}{2g} - \frac{t_e^2}{2g} - \frac{w_a^2}{2g} \quad (10)$$

und diese Gleichung in (7) eingesetzt giebt

$$b_s = 10 + \frac{w_g^2}{2g} + \zeta \frac{L_u}{\mathfrak{D}} \cdot \frac{v^2}{2g} + \zeta_1 \frac{t_a^2}{2g} + \\ + \frac{t_a^2}{2g} - \frac{t_e^2}{2g} - \frac{w_a^2}{2g} - h_u - h_r \quad . \quad . \quad (11)$$

oder da laut Fig. (1), § (4) und § (10)

$$\left.\begin{array}{l} t_a^2 - w_a^2 = v_r \\ \text{und} \\ t_e^2 = w^2 + (v_r - v_w)^2 = w^2 + v_r^2 - 2 v_r v_w + v_w^2 \end{array}\right\} \quad (12)$$

da also

$$t_a^2 - w_a^2 - t_e^2 = 2 v_r v_w - w^2 - v_w^2 . \quad (13)$$

so lässt sich Gleichung (11) auch so schreiben

$$b_s = 10 + \frac{w_g^2}{2g} + \zeta \frac{L_u}{\mathfrak{D}} \cdot \frac{v^2}{2g} + \zeta_1 \frac{t_a^2}{2g} + \frac{2 v_r v_w}{2g} - \\ - \frac{w^2}{2g} - \frac{v_w^2}{2g} - h_u - h_r \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

welche Gleichung in Verbindung mit dem Grundgesetze $v_r v_w = \eta g H$ wieder in Gleichung (7) übergeht.

Die vorstehenden Gleichungen haben ganz allgemeine Gültigkeit, nur hat man überall zu setzen

$$\left.\begin{array}{l} \text{a) bei Axialturbinen mit } \textbf{unterer} \text{ Beaufschlagung} \\ -h_r \text{ statt } +h_r \text{ (und umgekehrt) und} \\ -h_l \quad ,, \quad +h_l \quad ,, \quad ,, \end{array}\right\} \quad (15)$$

b) bei Radialturbinen mit **innerer** Beaufschlagung

$$\left.\begin{array}{c}\dfrac{v_{ra}^2 - v_r^2}{2g} \text{ statt } h_r \text{ und} \\ h_l = 0\end{array}\right\} \quad \ldots \quad (16)$$

c) bei Radialturbinen mit **äusserer** Beaufschlagung

$$\left.\begin{array}{c}-\dfrac{v_r^2 - v_{rs}^2}{2g} \text{ statt } h_r \text{ und} \\ h_l = 0\end{array}\right\} \quad \ldots \quad (17)$$

§ 14.

Ermittelung der Ueberdruckpressungen in Ueberdruckturbinen.

Die Ueberdruckpressungen folgen einfach durch Subtraction der Gleichungen des vorigen §, und zwar erhält man den eigentlichen Ueberdruck aus (5) und (2) zu

$$b_s - b_u = H - \zeta \frac{L}{\mathfrak{D}} \cdot \frac{v^2}{2g} - \zeta_1 \frac{l_a^2}{2g} - \frac{v_w^2}{2g} + \frac{w_a^2 - w^2}{2g} - h_r \quad (1)$$

ferner aus (3) und (5)

$$b_o - b_s = \frac{v_w^2}{2g} + \zeta_1 \frac{l_a^2}{2g} - h_l \quad . \quad . \quad (2)$$

folglich

$$b_o - b_u = H - \zeta \frac{L}{\mathfrak{D}} \cdot \frac{v^2}{2g} + \frac{w_a^2 - w^2}{2g} - h_l - h_r \quad (3)$$

Diese 3 Gleichungen haben wieder ganz allgemeine Gültigkeit, nur hat man wieder überall zu setzen

a) bei Axialturbinen mit **unterer** Beaufschlagung

$$\left.\begin{array}{l} -h_r \text{ statt } +h_r \text{ (und umgekehrt) und} \\ -h_l \quad ,, \quad +h_l \quad ,, \qquad ,, \end{array}\right\} . \quad (4)$$

b) bei Radialturbinen mit **innerer** Beaufschlagung

$$\left.\begin{array}{c} \dfrac{v_{ra}^2 - v_r^2}{2g} \text{ statt } h_r \text{ und} \\ h_l = 0 \end{array}\right\} \quad \ldots \quad (5)$$

c) bei Radialturbinen mit **äusserer** Beaufschlagung

$$\left.\begin{array}{c} -\dfrac{v_r^2 - v_{ri}^2}{2g} \text{ statt } h_r \text{ und} \\ h_l = 0 \end{array}\right\} \quad \ldots \quad (6)$$

§ 15.

Folgerungen aus den Gleichungen der beiden letzten §§.

a) Da in den Gleichungen (1) bis (3) des § 14 weder h_o noch h_u vorkommt, so beweist das, dass die Ueberdruckpressungen von diesen Grössen vollständig unabhängig sind.

Demnach arbeitet die Turbine in stets der nämlichen Weise, ganz gleichgültig in welcher Entfernung vom Ober- oder Unterwasserspiegel ihr Laufrad angeordnet wird.

Diese Freiheit des Constructeurs wird indessen beschränkt durch die Nothwendigkeit, in Ueberdruckturbinen für die Continuität des Wassers zu sorgen.

Soll diese stattfinden, dann darf der absolute Druck nirgend Null werden.

Die kleinste Pressung ist nun b_u, folglich muss sein

$$b_u > 0 \quad \ldots\ldots \quad (1)$$

d. h. nach (2) § 13

$$10 + \frac{w_g^2}{2g} + \zeta \frac{L_u}{\mathfrak{D}} \cdot \frac{v^2}{2g} > h_u + \frac{w_a^2}{2g} . \quad (2)$$

Diese Bedingung ist überall zu erfüllen, man wird

aber gut thun, stets h_u so klein als thunlich zu wählen, aus folgenden Gründen:

Alles mit der athmosphärischen Luft in Berührung kommende Wasser löst von dieser Luft desto mehr auf, unter je höherer Pressung sich das Wasser befindet, und scheidet von dieser Luft nachher wieder desto mehr aus, je geringer die Pressung wird.

Wird nun $b_u < \mathfrak{A} = 10$, so findet am Ausfluss des Turbinenrades eine Entwickelung von Luft statt, und zwar wird natürlich desto mehr Luft ausgeschieden, je kleiner b_u wird.

Diese Luft unterbricht aber ebenfalls die Continuität des Wassers, was unter Umständen den Wirkungsgrad verschlechtern kann.

Wird nämlich nur wenig Luft ausgeschieden, so werden die kleinen sich bildenden Luftbläschen gleich vom Wasser mechanisch mit fortgerissen und aus dem Turbinengehäuse entfernt, können also wesentlich schädlich auf den Gang der Turbine nicht einwirken.

Werden aber grosse Luftblasen ausgestossen, so können diese bei geringer Wassergeschwindigkeit v (welche ja vortheilhaft ist) der Strömung des Wassers widerstehen; sie sammeln sich also unter dem Turbinenrade zu einer grossen Luftblase an, und diese kann nun allerdings die regelrechte Bewegung des Wassers hindern und dadurch den Nutzeffect vermindern.

Der Hauptvortheil, den ein Sauggefälle gewähren kann, besteht nun darin, dass es, richtig angeordnet, einfach durch Abschützen des Oberwassers Leitrad, Laufrad und Turbinenzapfen vom Wasser entblösst, so dass man diese Theile

mühelos nachsehen, aus- und einbauen und event. repariren kann.

Demnach empfiehlt sich:

a) ein Sauggefälle überhaupt nicht anzuordnen da, wo die Verhältnisse obige Vortheile zu erzielen doch nicht gestatten, oder wo sie ohne Sauggefälle erzielt werden können und

b) in jedem Fall das Sauggefälle nicht höher anzuordnen, als dass die oben genannten Turbinenelemente noch oberhalb des höchsten Unterwasserspiegels bleiben.

Man könnte nun zweifeln, ob denn nun auch in einer gegebenen Turbine die oben berechneten Pressungen und die ihnen zu Grunde gelegten Geschwindigkeiten wirklich realisirt werden.

Diese Zweifel zu zerstreuen ist wieder das Grundgesetz

$$v_r v_w = Const.$$

ganz geeignet.

Da wir nämlich durch richtige Belastung der Turbine (d. h. dadurch, dass wir ihr einen entsprechenden Widerstand zu überwinden geben) jederzeit im Stande sind, die beabsichtigte Geschwindigkeit v_r herzustellen, so folgt daraus mit Nothwendigkeit auch das beabsichtigte v_w.

Aus v_w und dem $\measuredangle \alpha$ (vergl. Figur (1) in § (4) und (10) folgt dann zunächst

$$l_a = \frac{v_w}{\cos \alpha}$$

und aus l_a und v_w

$$w = \sqrt{l_a^2 - v_w^2}.$$

Wahl von r der Zahl der Umdrehungen u jeder gewünschte kleine Werth gegeben werden kann.

b) Das Wasserquantum Q ist variabel, und soll doch jederzeit möglichst nutzbar gemacht werden.

Die Aufgabe besteht also darin, bei der nämlichen Gefällhöhe und der nämlichen Umdrehungsanzahl u, also bei dem nämlichen v_r das Aufschlagwasser-Quantum Q bald zu vergrössern und bald zu verkleinern.

Am einfachsten bewirkt man das durch Drosselung des Wassers, also durch künstliche Verminderung des Gefälles, gewöhnlich erzielt dadurch, dass man den Ausflussquerschnitt des Turbinenrohres verengt.

Nun ist aber ohne Weiteres klar, dass

a) die Höhe, um welche wir künstlich (durch Drosselung) das Gefälle vermindert haben, für den Nutzeffect verloren ist, und

b) dass in Folge der verminderten Gefällhöhe alle Wassergeschwindigkeiten in Leit- und Turbinenrad kleiner geworden sind.

Da aber v_r constant geblieben ist, so kann jetzt das Wasser nicht mehr ohne Stoss in das Turbinenrad ein- und aus demselben nicht mehr parallel zur Y-Axe austreten, folglich findet im Turbinenrade noch ein zweiter erheblicher Effect-Verlust statt.

Diese Methode der Wasserregulirung ist also doppelt schlecht da, wo auf einen grossen Wirkungsgrad hingearbeitet werden muss, und natürlich müssen wir das vorhandene Wasser gerade desto besser auszunutzen suchen, je weniger davon z. Z. wir haben, während diese Regulirungsmethode gerade zum entgegengesetzten Resultate führt.

Praxis und Wissenschaft haben denn auch längst diese

Methode für den hier im Auge habenden Zweck entschieden verdammt, und sie wird nur noch (und da mit Recht) angewandt, wo nicht das Wasser-, sondern das zu producirende Arbeitsquantum variabel ist.

In diesem Falle (z. B. in Schaffhausen, wo die vorhandenen Wassermassen zu jeder Jahreszeit geradezu unerschöpflich sind), baut man nämlich für die grösste zu liefernde Anzahl Pferdestärken eine Ueberdruckturbine mit hohem Ueberdruck und macht $v_r = v_w$, s. § 10, aus dem einfachen Grunde, weil eine solche Turbine pro Pferdekraft weitaus die billigste ist), und ist nun natürlich im Stande, die Anzahl Pferdestärken durch Drosselung beliebig zu vermindern.

Wie während dieser Drosselung das Wasser in der Turbine, und mit welchem Wirkungsgrade diese arbeitet, kümmert uns gar nicht, denn wir geben jetzt uns ja gerade Mühe den Nutzeffect zu verringern.

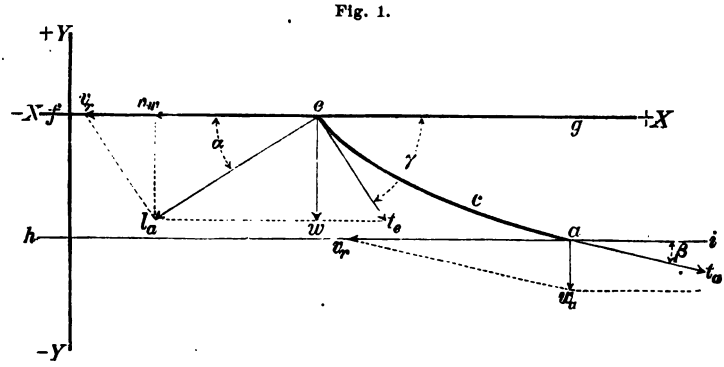
In allen andern Fällen dagegen muss man, wie nachgewiesen, bestrebt sein den Wirkungsgrad möglichst constant zu erhalten bei veränderlichem Aufschlagquantum, und zu diesem Ende verringert man das letztere dadurch, dass man einzelne Canäle des Leitapparates verstopft, so dass die Turbine dann also als Partialturbine arbeitet.

Demnach ist nur noch zu entscheiden, ob eine Partialturbine für hohen oder für niederen, oder endlich ob sie für keinen Ueberdruck, also als Druckturbine construirt werden soll.

Denken wir uns zuerst eine Turbine mit hohem Ueberdruck (s. Fig. 1) partial beaufschlagt, dann ist klar, dass an der Einflusskante e des Turbinenrades der Druck b_u

herrschen wird so lange, als diese Kante sich unter geschlossenen Leitcanälen bewegt.

Fig. 1.



Tritt diese Kante nun plötzlich unter einen geöffneten Leitcanal, so stürzt das Wasser aus diesem hervor mit einer Geschwindigkeit l_a, welche natürlich einer Druckturbine entspricht.

Da aber die Schaufeln für eine Ueberdruckturbine construirt sind, so tritt dieses Wasser natürlich nicht ohne Stoss in das Turbinenrad ein, und es entsteht ein bedeutender Effectverlust.

Dieser Effectverlust ist natürlich desto grösser, je höher der Ueberdruck ist, und er wird Null wenn der Ueberdruck = Null wird.

Daraus folgt nun:

Alle Partialturbinen sollen womöglich als Druckturbinen construirt werden.

Druckturbinen können aber, wie gezeigt, nur über Wasser arbeiten.

Die Praxis aber bedarf auch der unter Wasser arbeitenden Partialturbinen.

Deshalb folgt nun:

a) alle über Wasser arbeitenden Partialturbinen sollen als Druckturbinen,

b) alle unter Wasser arbeitenden Partialturbinen sollen als Ueberdruckturbinen mit möglichst geringem Ueberdruck construirt werden.

Diesen geringsten Ueberdruck können wir offenbar willkürlich festsetzen; auch der allergeringste würde genügen, um die Radcanäle mit Wasser gefüllt zu erhalten, da wir alle, dem Wasserzufluss sich bietende Widerstände auch durch lebendige Kraft überwinden können.

Um aber sicher zu sein, dass dieser Ueberdruck nie = Null wird, wollen wir ihn nicht zu klein wählen, sondern festsetzen:

Der geringste zuverlässige Ueberdruck ist der, welcher die Reibung des Wassers in den Canälen des Turbinenrades zu überwinden im Stande ist, d. h.

Für unter Wasser arbeitende Partialturbinen soll sein:

$$b_s - b_u = \zeta_1 \frac{t_a^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

und das giebt mit (1) § (14) die Bedingung

$$H + \frac{w_a^2 - w^2}{2g} = \zeta \frac{L}{\mathfrak{D}} \frac{v^2}{2g} + \zeta_1 \frac{l_a^2}{2g} +$$

$$+ \zeta_1 \frac{t_a^2}{2g} + \frac{v_w^2}{2g} + h_r \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

oder

$$H - \zeta \frac{L}{\mathfrak{D}} \cdot \frac{v^2}{2g} - \zeta_1 \frac{l_a^2}{2g} - \zeta_1 \frac{t_a^2}{2g} - \frac{w_a^2}{2g} =$$

$$= \frac{v_w^2}{2g} + h_r - 2\frac{w_a^2}{2g} + \frac{w^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Die linke Seite dieser Gleichung aber ist laut (6) § (9) gleich ηH, sofern die Turbine frei ausgiesst, deshalb hat man

a) für unter Wasser **frei** ausgiessende Partialturbinen

$$\eta H = \frac{v_w^2}{2g} + h_r - 2\frac{w_a^2}{2g} + \frac{w^2}{2g} \quad (4)$$

oder auch (wenn man will)

$$\left.\begin{aligned} v_w &= \sqrt{2g\eta H} \\ &\text{und} \\ h_r &= 2\frac{w_a^2}{2g} - \frac{w^2}{2g} \end{aligned}\right\} \quad \ldots \quad (5)$$

Andrerseits lässt sich (2) auch so schreiben

$$H - \zeta\frac{L}{\mathfrak{D}}\cdot\frac{v^2}{2g} - \zeta_1\frac{l_a^2}{2g} - \zeta_1\frac{t_a^2}{2g} =$$

$$= \frac{v_w^2}{2g} + h_r - \frac{w_a^2}{2g} + \frac{w^2}{2g} \quad \ldots \quad (6)$$

und jetzt ist die linke Seite abermals $= \eta H$, aber für solche Turbinen, welche nicht frei ausgiessen, aus deren Turbinenrohr vielmehr das Wasser mit der Geschwindigkeit w_g in den Untergraben tritt.

Demnach hat man

b) für unter Wasser **nicht frei** ausgiessende Partialturbinen

$$\eta H = \frac{v_w^2}{2g} + h_r - \frac{w_a^2}{2g} + \frac{w^2}{2g} \quad \ldots \quad (7)$$

oder (wenn man will)

$$\left.\begin{aligned} v_w &= \sqrt{2g\eta H} \\ &\text{und} \\ h_r &= \frac{w_a^2 - w^2}{2g} \end{aligned}\right\} \quad \ldots \quad (8)$$

Die Gleichungen (4) und (7) kann man aber auch zu anderen (in manchen Fällen bequemer zu realisirende) Regeln ausbilden, z. B.

a) für **frei unter** Wasser ausgiessende Partialturbinen

$$\left.\begin{array}{c} v_w = \sqrt{2\,g\,(\eta\,H - h_r)} \\ \text{und} \\ 2\,w_a^2 = w^2 \end{array}\right\} \quad \ldots \quad (9)$$

b) für **nicht frei** unter Wasser ausgiessende Partialturbinen

$$\left.\begin{array}{c} v_w = \sqrt{2\,g\,(\eta\,H - h_r)} \\ \text{und} \\ w_a = w \end{array}\right\} \quad \ldots \quad (10)$$

In jedem Fall kommt es nur auf Erfüllung von (4) und (7) an, und man sieht leicht, dass und weshalb in den meisten Fällen, nämlich für Axialturbinen mit oberer Beaufschlagung, die Gleichungen (5) und (10) und nicht die Gleichungen (8) und (9) vorzuziehen sind. Aber auch an diese Gleichungen braucht man sich, falls sie unbequeme Resultate ergeben, nicht zu binden, erfülle vielmehr nur auf irgend welche Weise die Forderungen der Gleichungen (4) und (7).

Im Uebrigen gelten auch hier über h_r die Angaben unter (4), (5) und (6) in § (14).

§ 17.

Das Verhalten des Wassers in den Leit- und Turbinencanälen.

Ein Leit- oder Turbinencanal kann im Wesentlichen als ein gekrümmtes Rohr bezeichnet werden.

Ein solches Rohr kann ein Wasserstrahl auf drei und nicht mehr Weisen durchfliessen:

a) Das Wasser wird mit hohem Ueberdruck hindurch gepresst; — dann wird jedes Wassermolekül stetig beschleunigt und der Querschnitt des Strahles stetig verkleinert.

Soll nun der Strahl das Rohr überall ausfüllen, so dass nirgend Effect vermindernde Wirbel entstehen können, so ist nothwendig, dass auch die Querschnitte des Rohres fortwährend und stetig abnehmen, **niemals aber wachsen.**

Diese Bedingung zu erfüllen genügt, nach den bisher bekannt gewordenen Resultaten der Hydraulik, vollkommen um Wirbelbildung zu verhüten; während ziemlich werthlos erscheint nach einem Gesetze zu suchen, welches die zweckmässigste Function zwischen Wasserweg und Canalquerschnitt darstellt.

Ein solcher Ueberdruck ist nun stets vorhanden

α) in allen Leitcanälen ohne Ausnahme;

β) in den Canälen aller Ueberdruckturbinenräder (mit hohem Ueberdruck), und deshalb setzen wir ein für alle Mal fest:

1) Die Querschnitte aller Leitcanäle ohne Ausnahme und aller Turbinencanäle an Ueberdruckturbinen sollen in der Richtung des Wasserdurchflusses stetig sich verengen, **niemals aber und an keiner Stelle sich erweitern.**

b) Das Wasser durchfliesst das Rohr mit einem so geringen Ueberdruck, dass dieser nur gerade hinreicht, um die Reibungswiderstände zu überwinden; — dann bleibt offenbar die Wassergeschwindigkeit constant, folglich müssen auch alle Rohrquerschnitte constant sein, und da dieser Fall eintritt bei allen unter Wasser arbeitenden Partialturbinen, so folgt weiter:

2) Sämmtliche Querschnitte aller Turbinencanäle jeder unter Wasser arbeitenden Partialturbine sollen constant sein.

c) Das Wasser durchfliesst das Rohr ohne allen Ueberdruck, ausschliesslich (oder hauptsächlich) getrieben durch seine lebendige Kraft; — dann wird das Wasser auf seinem Wege verzögert, der Querschnitt des Strahles wächst also stetig.

Das Gesetz, nach welchem der Strahlquerschnitt in jedem speciellen Falle wächst, zu bestimmen ist aber mühsam und unzuverlässig, und wir verfahren viel einfacher und sicherer wenn wir bestimmen, dass an jeder Stelle der

Rohrquerschnitt grösser sein soll als der Strahlquerschnitt.

Da dieser Fall aber eintritt bei allen Druckturbinen, so folgt endlich:

3) Sämmtliche Querschnitte aller Turbinencanäle jeder Druckturbine sollen so gross sein, dass sie in keinem Falle vom Wasserstrahl ausgefüllt werden.

§ 18.

Die zweckmässigste Form der Schaufeln in den Leitapparaten und den Turbinenrädern.

Bald die eine, bald die andere Curve wird als die zweckmässigste zur Bildung der Schaufelform von den verschiedenen Schriftstellern empfohlen und von den verschiedenen Praktikern angewandt.

Die letzteren binden sich gewöhnlich nicht an Curven von mathematisch bekannten Gesetzen, sondern ziehen ihre Linien, gerade wie der Schiffbauer, aus freier Hand nach dem individuellen Gefühl und Geschmack, wobei ihnen einzig und allein die vorher berechneten Winkel α, β und γ (s. Fig. 1 in §§ 4, 10 und 16) als Richtschnur dienen und Beschränkungen auferlegen.

Dieses Verfahren scheint, wenn geübt von einem gewiegten Constructeur, welcher die Constructions- und Betriebsconsequenzen jeder einzelnen möglichen Form sofort übersieht, auch vollkommen am Platze zu sein und wird von vielen Schriftstellern auch geradezu empfohlen.

Wenn wir es nicht adoptiren, so geschieht das einmal, um durch Aufstellung fester Regeln auch dem Anfänger die Verzeichnung guter Turbinenschaufeln zu ermöglichen und zweitens, weil in unseren Formeln die Winkel α, β γ, welche

sich auf die Schaufelform oder den **relativen** Wasserweg beziehen, gar nicht vorkommen.

In unseren Formeln erscheinen statt obiger Winkel die Geschwindigkeiten v_w, w und w_a, und das sind die Variabeln des **absoluten** Wasserweges.

Wir wünschen also für gewöhnlich vom absoluten Wasserwege auszugehen und aus diesem den relativen Wasserweg oder die Schaufelform zu entwickeln.

Unter den unendlich vielen möglichen absoluten Wasserwegen, welche alle unseren Formeln Genüge leisten, müssen wir nun für jeden Fall einen auswählen, und ehe wir wählen, müssen wir uns über die Grundsätze entscheiden, nach welchen wir wählen wollen.

In dieser Beziehung erscheint mir nun der absolute Wasserweg der zweckmässigste zu sein in welchem sich das Wasser am ungezwungensten bewegt; und das letztere scheint mir der Fall zu sein, wenn die Flächeneinheit der Schaufel überall vom Wasser gleich stark belastet wird, wenn also der Ueberdruck $\mathfrak{P} - \mathfrak{p}$ des Wassers gegen die Einheit der Schaufelfläche überall constant ist.

Diese Wasserwege wollen wir daher möglichst und überall da anwenden, wo ihre Auffindung oder Anwendung uns nicht zu grosse Mühe und Complicationen verursacht.

Ist aber das letztere der Fall, so weichen wir unbedenklich von ihnen ab und begnügen uns mit aus ihnen abgeleiteten verwandten Formen.

§ 19.

Absoluter Wasserweg und Schaufelform für die Turbinenstange einer Ueberdruckturbine.

Wir bestimmen zuerst, dass $w_a = w$ sein soll, und dass überhaupt die parallel der Y-Axe gerichtete Componente der absoluten Wassergeschwindigkeit (während des Durchflusses durch Leit- und Turbinenrad) überall constant, $= w$ sein soll.

Anders zu construiren liegt für gewöhnlich gar kein Grund. vor.

Wir bestimmen ferner, dass o, die Breite der Canäle, parallel zur Z-Axe ebenfalls überall constant sein soll, eine Regel, welche nicht zu befolgen ebenfalls für gewöhnlich keine Veranlassung vorhanden ist.

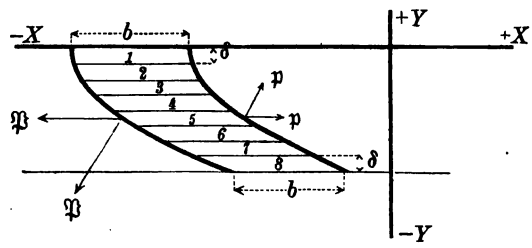
Dann nimmt (s. Fig. 1) ein Wasserprisma 1 während seines Durchganges durch einen (Leit- oder Turbinen-) Canal nach einander die Formen und Lagen 1, 2 . . . . . 8 an.

Weiter setzen wir jetzt fest, dass die Breite b und Dicke δ eines Wasserprismas überall constant sein soll.

Das ist bei der geringen Dicke der Schaufeln annähernd immer der Fall, wollen wir aber pedantisch verfahren, so können wir diese Bedingung auch streng leicht durch variabele Dicke der Schaufeln erfüllen.

Soll nun solch ein Wasserprisma in jeder seiner Lagen mit constantem Ueberdruck $\mathfrak{P} - \mathfrak{p}$ die Flächeneinheit der Schaufel belasten, so drückt es, wie das in der Natur der

Fig. 1.



Flüssigkeiten liegt, gegen die Schaufel mit denselben Flächenpressungen, folglich auch mit denselben Ueberdruckpressungen in jeder, also auch in der Richtung, welche parallel der X-Axe ist.

Folglich reagirt auch die Schaufel gegen das Wasserprisma in dieser Richtung mit der constanten Kraft $(\mathfrak{P} - \mathfrak{p})\,\delta$, folglich wird jedes Wassermolekül in der Richtung parallel zur X-Axe gleichmässig beschleunigt.

Wenn aber ein Molekül sich parallel zur Y-Axe mit constanter Geschwindigkeit und parallel zur X-Axe mit constanter Beschleunigung bewegt, so beschreibt es eine gemeine Parabel.

Demnach würde der ideale absolute Wasserweg auf folgende Weise construirt (s. Fig. 2).

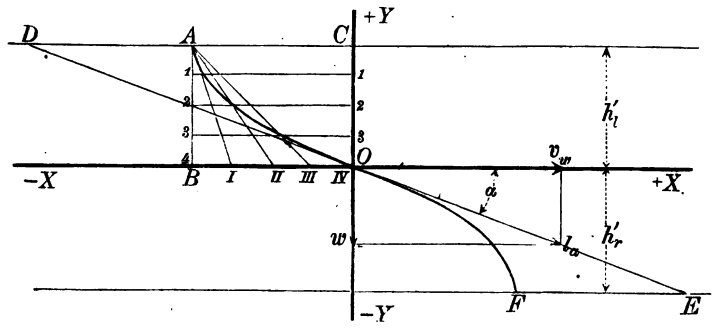
Allemal gegeben sind $h_r{}^1$, w, v_w, v_r und e.

Aus w und v_w ergiebt sich zunächst die Resultirende l_a, und damit die Richtung $\overline{D\,E}$, in welcher der absolute Wasserweg den Spalt durchfliesst.

Mache $\overline{AC} = \overline{AD}$, dann ist A der Scheitelpunkt der Parabel.

Theile $\overline{AB}$ und $\overline{BO}$ in gleich viele gleiche Theile,

Fig. 2.



ziehe von A Polstrahlen nach I, II, III, IV etc. und durch 1, 2, 3, 4 etc. Parallelen zur X-Axe, dann sind die Durchschnittspunkte von $\overline{AI}$ und $\overline{11}$, $\overline{AII}$ und $\overline{22}$, $\overline{AIII}$ und $\overline{33}$, $\overline{AIV}$ und $\overline{44}$ etc. Punkte der Parabel.

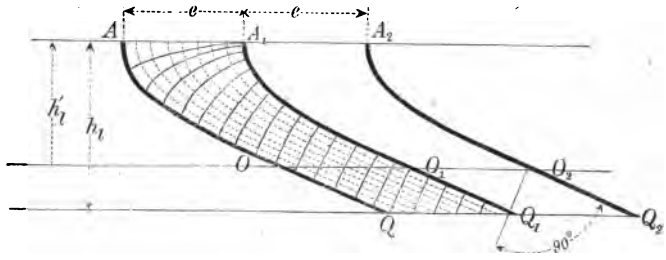
Verzeichne nun Parabelbogen $\overline{OF}$ symmetrisch dem Parabelbogen $\overline{OA}$, dann ist $\overline{AOF}$ der ideale absolute Wasserweg, und die X-Axe ist Trennungslinie zwischen Leit- und Turbinenrad.

Den realen absoluten Wasserweg erhalten wir aus dem idealen dadurch, dass wir zwischen die beiden Parabelbogen bei O und an das Ende des Wasserweges (bei F) noch eine gerade Linie tangential anreihen, und das ist, wie sich gleich ergeben wird, nothwendig damit die Wandungen der Leit- und Turbinencanäle am Ausflussende parallel zu einander ausfallen, damit also aus ihnen das Wasser ohne Contraction austrete.

Verzeichne nun wiederholt (s. Fig. 3) den Parabel-

bogen $\overline{O\,A}$ parallel zu sich selbst in der Entfernung der Schaufeltheilung e (gemessen parallel der X-Axe), lege an das Ende O dieses Bogens eine Tangente $\overline{O\,Q}$ von solcher

Fig. 3.



Länge, dass Q in einer Normalen liegt, welche im Punkte O_1 der nächsten Schaufel errichtet wurde; dann sind $\overline{A\,O\,Q}$, $\overline{A_1\,O_1\,Q_1}$, $\overline{A_2\,O_2\,Q_2}$ etc. die Profile der Leitschaufeln, und h_l ist die wirkliche Höhe des Leitrades.

Um sich ein Bild von der Druckvertheilung innerhalb eines solchen Leitcanales zu verschaffen, verzeichne man die sog. Isobaren, das sind die Durchschnittslinien durch Flächen gleicher Pressung.

Man findet diese Isobaren, wenn man erwägt, dass sie von den Wasserwegen normal, d. i. unter 90°, müssen durchschnitten werden.

Verzeichne also den Wasserweg $A\,O\,Q$ parallel zu sich selbst möglichst oft innerhalb eines Canals, und ziehe continuirliche Linien, welche alle diese Wasserwege normal schneiden, so sind das eben die Isobaren.

Auf ganz die nämliche Weise findet man die Isobaren im Turbinenrad, nur tritt hier an die Stelle des absoluten der relative Wasserweg oder die Turbinenschaufelform.

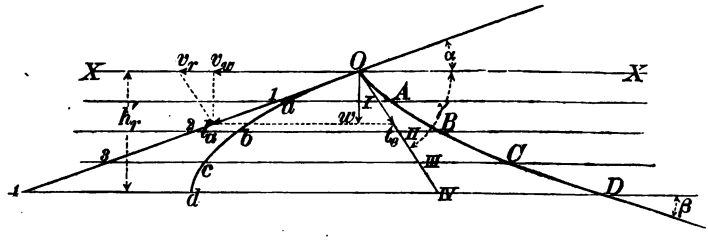
Um nun diese zu finden, haben wir nur im Auge zu behalten, dass, parallel der X-Axe gemessen, an jeder Stelle die Schaufelform oder der relative Wasserweg um die nämliche Grösse von der Eintrittsrichtung t_e abweichen muss, um welche der absolute Weg von der absoluten Eintrittsrichtung l_a abweicht.

Im Uebrigen unterscheiden wir hier folgende Fälle:

I. $v_w < v_r$; s. Fig. 4.

Verzeichne den absoluten Wasserweg $\overline{O\,F}$ innerhalb des Turbinenrades, vereinige die gegebenen rechtwinkligen Com-

Fig. 4.



ponenten v_w und w zur Resultirenden l_a, und zerlege diese in die beiden Componenten v_r und t_e.

Mache nun $\overline{1\,a} = \overline{\text{I}\,A}$, $\overline{2\,b} = \overline{\text{II}\,B}$, $\overline{3\,c} = \overline{\text{III}\,C}$, $\overline{4\,d} = \overline{\text{IV}\,D}$; dann ist $\overline{O\,A\,B\,C\,D}$ die Schaufelform für das Turbinenrad, und man findet

$$\gamma < 90^0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

II. $v_w = v_r$; s. Fig. 5.

Verfahre genau wie vorhin, dann ist zunächst klar, dass w gleichzeitig der Grösse und Richtung nach gleich der relativen Eintrittsgeschwindigkeit t_e ist, und $\overline{O\,A\,B\,C\,D}$ ist die Schaufelform.

Hier ist also

$$\gamma = 90^0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

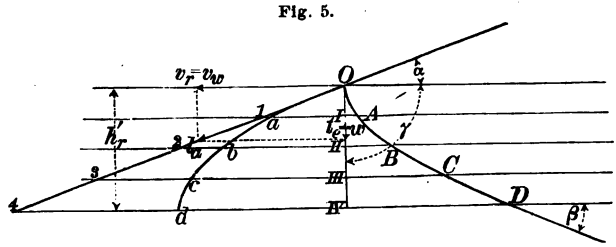
III. $v_w > v_r$; s. Fig. 6.

Genau wie vorhin verfahren, ergiebt sich $\overline{OABCD}$ als Schaufelform und

$$\gamma > 90^0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

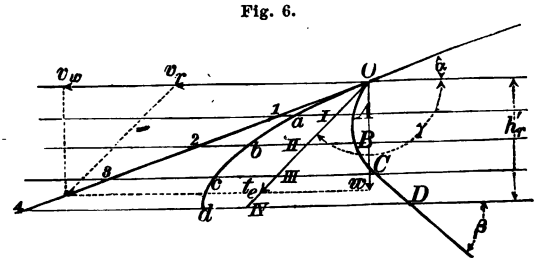
Aus diesen idealen Schaufelformen (welche die realen sind für $e = 0$) ergeben sich nun die realen Schaufel-

Fig. 5.



formen und die reale Radhöhe h_r des Turbinenrades dadurch, dass wir an die unteren Enden der Schaufel tangential noch gerade Linien ansetzen von solcher Länge,

Fig. 6.



dass die einander gegenüber liegenden Ausflussenden der Schaufeln parallel werden, — ganz wie das bei den Leitschaufeln beschrieben wurde, s. Fig. 3.

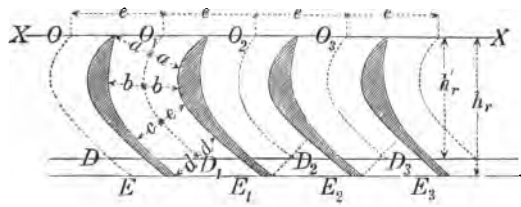
Führt man diese Construction aus, so findet man, dass in den Fällen I und II die Canäle so ausfallen, wie wir verlangt haben, dass nämlich ihre Querschnitte in der Richtung des Wasserdurchflusses stetig sich verengen;

und deshalb sind diese Schaufelformen unverändert anzuwenden.

Im Fall III dagegen ist diese Bedingung nicht erfüllt, und um sie zu realisiren, verfahre man wie folgt:

Verzeichne (s. Fig. 7) den gefundenen relativen Wasserweg $\overline{O\,D}$ wiederholt parallel zu sich selbst in der Entfernung e

Fig. 7.



der Schaufeltheilung von einander, und betrachte diese Wasserwege $\overline{O\,D}$, $\overline{O\,D_1}$ etc. etc. als die Mittellinien der Radcanäle.

Mache nun $a > b > c > d$ (etc.) und wähle die absoluten Längen a, b, c, d etc. so, dass die Schaufel oben resp. unten eine Dicke erhält, welche möglichst klein, und zwar so klein sein soll, dass sie den Anforderungen der Fabrication und des Betriebes noch gerade genügt.

Endlich verlängere die Schaufeln unten geradlinig tangential um ein so grosses Stück $D\,E$, dass dem untersten nach oben gerichteten Flächenelement der Schaufel ein paralleles gegenüber liegt.

Die convexen Begrenzungsflächen dieser ungleich dicken Schaufeln heissen Rückschaufelflächen, oder schlichtweg Rückschaufeln.

Demnach haben wir jetzt folgende Regel:

Alle Ueberdruckturbinen, bei denen $v_w > v_r$ ist, sollen Rückschaufeln erhalten.

Diese Rückschaufeln verursachen natürlich, dass nunmehr w nicht mehr überall constant ist.

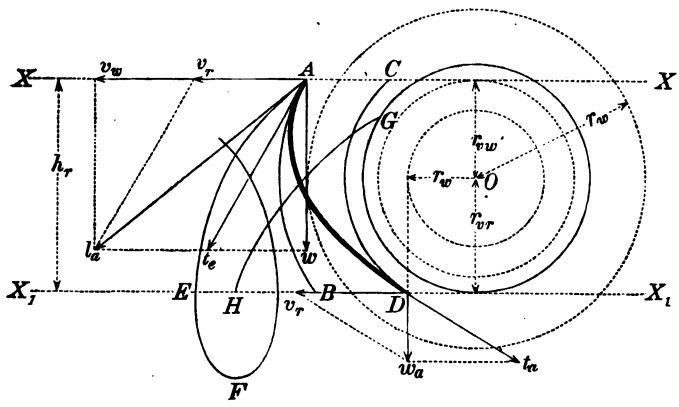
Da indessen jederzeit $w_a = w$ zu machen ist, so bleiben die Formeln unverändert auf diese Construction anwendbar, und wir verzichten einzig und allein jetzt auf die Unveränderlichkeit der Flächenpressung zwischen Schaufeln und Wasser.

§ 20.

Absoluter Wasserweg und Schaufelform für die Turbinenstange einer Druckturbine.

Wäre keine Reibung des Wassers an den Canalwänden des Turbinenrades vorhanden, und würde dem Wasser während seines Durchflusses durch das Turbinenrad auch durch andere Kräfte Arbeit weder zu- noch abgeführt, wäre also (s. § 2) $h_t = 0$, so würde in Druckturbinen jedes Wassermolekül mit absolut gleichmässiger Geschwindigkeit die Turbinencanäle durchlaufen.

Fig. 1.



Da die Canäle vom Wasser nicht ausgefüllt werden, da also die Schaufeln mit nur einer Fläche das Wasser

berühren, so ist hier der Wasserüberdruck gleich dem absoluten Wasserdruck, und wenn dieser, wie vereinbart, auf der ganzen Schaufelfläche constant sein soll, so muss das Schaufelprofil ein Kreisbogen $\overline{AB}$ (s. Fig. 1) sein.

Soll das Wasser nun mit einer absoluten Wassergeschwindigkeit w_a, welche parallel der Y-Axe gerichtet ist, das Turbinenrad verlassen, so muss der absolute Wasserweg aus dem Bogen $\overline{AE}$ der gestauchten Cycloide bestehen, welcher von einem Punkte A beschrieben wird, der fest verbunden ist mit einem auf der Geraden $\overline{X_1 X_1}$ rollenden Kreise von solchem Halbmesser r_{vr}, dass $r_{vr}\,\omega = v_r$ ist, — unter ω die Winkelgeschwindigkeit des Kreises verstanden.

Wasserreibung und h_t sind aber im Allgemeinen nicht gleich Null, deshalb wird allgemein $t_a \lesseqgtr t_e$ ausfallen, folglich muss das Wasser im Punkte D eines anderen Kreisbogens $\overline{CD}$ das Rad verlassen, und zwar gerade so, als ob es die Schaufelform $\overline{CD}$ mit gleichförmiger Geschwindigkeit durchlaufen hätte.

Folglich muss das Wasser an einer Schaufelform $\overline{AD}$ entlang gleiten, welche sich in A und D tangential an die Kreisbogen $\overline{AB}$ und $\overline{CD}$ anschliesst.

Letztere aber findet man auf folgende Weise.

Gegeben in jedem Fall (durch vorgängige Berechnung) sind v_r, v_w, w, w_a und h_r, dann folgt zuerst

$$v_r = \omega\, r_{vr} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

$$v_w = \omega\, r_{vr} + \omega\, r_{vw} = \omega\,(r_{vr} + r_{vw}) \quad . \quad (2)$$

folglich

$$\frac{v_w}{r_{vr} + r_{vw}} = \frac{v_r}{r_{vr}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

ferner aber ist

$$r_{vr} + r_{vw} = h_r$$

oder

$$r_{vw} = h_r - r_{vr} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

und die Verbindung von (3) und (4) giebt

$$r_{vr} = \frac{v_r}{v_w} h_r \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Hierdurch ist also r_{vr} (und laut (4) dann auch r_{vw}) bestimmt, wir kennen also jetzt die Lage des Mittelpunktes O sämmtlicher Kreise zwischen Einflusskante $\overline{X\,X}$ und Ausflusskante $\overline{X_1\,X_1}$ des Turbinenrades.

Weiter aber ist

$$\left.\begin{aligned} w &= r_w \cdot \omega \\ &\text{und} \\ w_a &= r_{wa} \cdot \omega \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

folglich durch (Verbindung mit (1))

$$\left.\begin{aligned} r_w &= \frac{w\, r_{vr}}{v_r} \\ &\text{und} \\ r_{wa} &= \frac{w_a\, r_{vr}}{v_r} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Schlage nun aus O Kreise mit r_w und r_{wa} als Radius und ziehe daran Tangenten parallel der Y-Axe.

Wo die erstere die Einflusskante $\overline{X\,X}$ schneidet, ist der Anfangspunkt A, und wo die letztere die Ausflusskante $\overline{X_1\,X_1}$ schneidet, ist der Endpunkt D des Schaufelprofils.

Schlage nun aus O Kreisbogen durch A und D und ziehe eine Curve $\overline{A\,D}$, welche beide Kreisbogen in A und D tangirt, dann ist diese Linie $\overline{A\,D}$ das richtige Schaufelprofil.

Selbstverständlich hat diese Curve nicht mehr die Eigenschaft, dass sie die Flächenpressungen zwischen Schaufel und Wasser überall constant macht.

Ebenso selbstverständlich ist, dass, da die Canäle, welche von diesen Schaufeln gebildet werden, vom Wasser nicht ausgefüllt werden, diese Schaufeln nie mit Rückschaufeln noch mit geradlinigen Verlängerungen auf der Ausflussseite versehen werden.

Den absoluten Wasserweg hier weiter zu verfolgen, hat keinen praktischen Zweck.

§ 21.

Allgemeines über die Construction der Radschaufeln an Ueberdruck-Axialturbinen.

Nach den Regeln der bis jetzt bekannten Theorien und in der bisherigen Praxis werden die Schaufeln in den Leit- und Turbinenrädern der Axial-Ueberdruckturbinen ausschliesslich von Schraubenflächen mit variabler Steigung begrenzt, deren Erzeugende eine normal zur Rotationsaxe gerichtete Grade, und deren Leitcurve eben das Schaufelprofil ist dergestalt, dass ein abgewickelter centrischer und axialer cylindrischer Schnitt vom mittleren Radius $r = \frac{r_a - r_i}{2}$ (vergl. Fig. 1, § 13) durch Leit- und Turbinenrad die Schaufelprofile darstellt.

Diese Constructionsmethode ist niemals auf rationellem Wege begründet worden, sondern man hat sie als etwas ganz von selbst sich Verstehendes eingeführt und ausgeübt.

Unsere Theorie lehrt nun nicht nur, dass diese Methode falsch ist, sondern sie schreibt uns gleichzeitig sämmtliche Profile einer Schaufel ganz genau vor dergestalt, dass, nach vorgenommener Wahl nur einiger weniger Grössen und Linien, alle Punkte der Schaufelflächen sich mit Nothwendigkeit aus den Gleichungen ergeben.

Dies bewirkt einfach unser Grundgesetz

$$v_r\, v_w = Const. = C \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Da nun bei Axialturbinen

$$v_r = \varrho\, \omega \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

variabel ist, so folgt, dass auch v_w variabel sein muss, und zwar erhält es für jeden beliebigen Radius ϱ den ganz bestimmten Werth

$$v_w = \frac{C}{v_r} = \frac{C}{\varrho\, \omega} = \frac{C_1}{\varrho} \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Die Wassergeschwindigkeit v_w steht also im umgekehrten Verhältniss zum Turbinenradius, in dessen Kreis das arbeitende Wassermolekül eintritt.

Gewählt müssen werden w und w_a, und zwar setzen wir in Axialturbinen für gewöhnlich $w = w_a$, und zwar für jeden Radius gleich gross.

Bezeichnen wir also die Wassergeschwindigkeiten im äusseren und inneren Radius durch die Zeiger a und i, und verstehen wir unter w und w_a schlichtweg die Wassergeschwindigkeiten im mittleren Radius, so setzen wir für gewöhnlich

$$w_a = w = w_i = w_{aa} = w_a = w_{ia} \quad . \quad . \quad (4)$$

Ferner gewählt muss werden

$$\frac{v_{wa}}{v_{ra}} \text{ oder } \frac{v_w}{v_r} \text{ oder } \frac{v_{wi}}{v_{ri}},$$

und zwar treffen wir diese Wahl je nachdem wir beabsichtigen, die Turbinenschaufel mit oder ohne Rückschaufelflächen auszustatten.

§ 22.

Construction der Radschaufeln ohne Rückschaufeln an Ueberdruck-Axialturbinen, welche nur als Vollturbinen arbeiten sollen.

Wenn keine Rückschaufeln angewandt werden sollen, so muss nach § 19

$$v_w \leqq v_r \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

sein, da nun nach § 10 der günstigste Wirkungsgrad stattfindet für $v_w = v_r$, und da nach (3) § 21) v_w desto kleiner wird, je mehr ϱ wächst, so folgt mit Nothwendigkeit

$$v_{wi} = v_{ri} = \sqrt{\eta g H} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

und dann ergiebt sich ferner

$$v_{wa} = \frac{v_{ri}}{v_{ra}} v_{wi} = \frac{r_i}{r_a} v_{wi} \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Demnach ist zu construiren:

1) das Schaufelprofil für den inneren Umfang nach Fig. (5), § (19);
2) das Schaufelprofil für den äusseren und jeden dazwischen liegenden Umfang nach Fig. (4), § (19).

Diese verschiedenen Schaufelprofile können nun auf unendlich mannigfaltige Weise zu einer Schaufelfläche zusammengesetzt werden, und diese Schaufelfläche ist immer eine richtig geformte, falls sie nur eine continuirliche ist.

Unter den möglichen unendlich vielen Schaufelflächen werden deshalb diejenigen den Vorzug verdienen, welche

1) möglichst einfach werden und
2) möglichst geringe Wasserstösse verursachen.

Solche Wasserstösse nämlich sind nie ganz zu vermeiden, weil ja die Schaufeln eine gewisse körperliche Dicke δ erhalten müssen.

Die Folge davon wird sein, dass jedes Mal ein Stoss entsteht, sobald die Einlaufkante einer Turbinenschaufel die Auslaufkante einer Leitschaufel passirt.

Diesen Stoss möglichst zu verringern, steht der nach den alten Theorien construirenden Praxis (welche also alle Einlauf- und Auslaufkanten radial richtet) kein anderes Mittel zu Gebote, als dafür zu sorgen, dass in einem gegebenen Augenblick sich stets nur möglichst wenig Einlaufkanten des Turbinenrades unter den Auslaufkanten des Leitrades sich befinden, und diesen Zweck erreicht sie am Vollständigsten dadurch, dass sie die Anzahl der Schaufeln in Leit- und Turbinenrad um die Zahl Eins verschieden wählt.

Unsere Schaufeln dagegen können höchstens nur eine radiale Kante haben, und um Stösse möglichst zu vermeiden, haben wir demnach nur dafür zu sorgen, dass im Spalt entweder gar keine radial gerichtete Kante vorhanden sei, oder dass radial gerichtete Kanten im Spalt entweder nur dem Turbinen- oder dem Leitrad angehören.

Demnach kann man auf folgende Weise verfahren:

Verzeichne nach § 19 (Fig. 2) einmal den absoluten Wasserweg $m\,O\,m_1$, s. beistehende Fig. 1, für den inneren, zweitens $\overline{a\,O\,a_1}$ für den äusseren Umfang, und endlich noch einen oder mehrere mittlere für andere Umfänge, und ent-

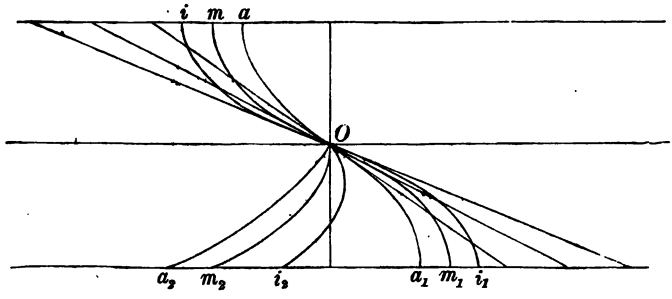
wickele daraus ebenfalls nach § 19 (Fig. 4 und 5) die Turbinenschaufelformen $\overline{O\,m_2}$, $\overline{O\,a_2}$ etc.

Dann ist also

$\overline{a\,O}$ das Profil der Leitschaufel aussen,
$\overline{m\,O}$ „ „ „ „ innen,
$\overline{a_2\,O}$ „ „ „ Turbinenschaufel aussen,
$\overline{m_2\,O}$ „ „ „ „ innen,

und zwar liegen diese Profile jetzt noch in einer Ebene.

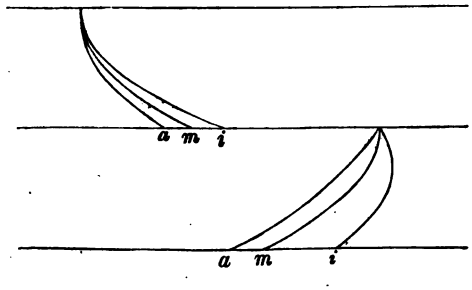
Fig. 1.



(Die an ihrem Ende mit i bezeichneten Curven der Fig. 1—4 wolle man in diesem § einfach unberücksichtigt lassen.)

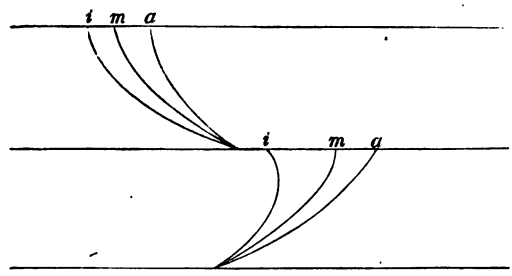
Um die Profilformen einer Axialturbine zu erhalten,

Fig. 2.



müssen wir diese Ebenen jetzt um die entsprechenden Cylinderflächen rollen, und können die äusseren, inneren und mittleren Profile dabei nun am Einfachsten so aneinander

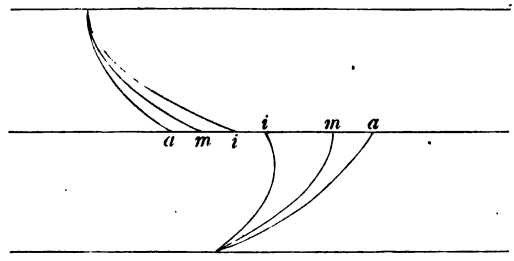
Fig. 3.



reihen, dass stets eine der Schaufelkanten radial gerichtet wird.

Dabei ergaben sich also nach Obigem die drei Möglichkeiten, welche in nebenstehenden Figuren 2—4 dargestellt

Fig. 4.



sind (und zwar stellen diese Figuren die Curven wieder in eine Ebene zurückgerollt dar).

Welche dieser drei Anordnungen man wählt, dürfte ziemlich gleichgültig sein.

§ 23.

Construction der Radschaufeln mit Rückschaufeln an Ueberdruck-Axialturbinen, welche nur als Vollturbinen arbeiten sollen.

Da laut § 10 der günstigste Wirkungsgrad stattfindet für $v_r = v_w$, so werden wir den grössten Nutzeffect erzielen, wenn wir von diesem Verhältnisse möglichst wenig abweichen.

Das aber ist der Fall, wenn $v_r = v_w$ für den mittleren Turbinenumfang stattfindet.

Bezug nehmend auf die Figuren und den Text des vorigen §, bleibt das Verzeichnen der Curven und das Aneinanderreihen dieser dasselbe.

Nur liegen jetzt

alle mit a bezeichneten Curven auf dem äusseren,
„ „ m „ „ „ „ mittleren,
„ „ i „ „ „ „ inneren

Umfange vom Turbinen- resp. Leitrad.

Dabei ist selbstverständlich, dass die Turbinen-

schaufeln (nicht die Leitschaufeln) zwischen dem inneren und mittleren Radius mit Rückschaufeln versehen werden müssen nach Anleitung des § 19 (Fig. 7).

Die durch die Rückschaufeln sich ergebende Verdickung der Schaufeln nach innen ist übrigens auch der Inanspruchnahme der Schaufeln ganz angemessen.

§ 24.

Construction der Schaufeln an Ueberdruck-Axialturbinen, welche (entweder immer oder zeitweise) als Partialturbinen unter Wasser arbeiten sollen.

Nach § 16 soll bei diesen Turbinen v_w berechnet werden aus der dortigen Gleichung (4) resp. (7).

Da aber v_w in allen Axialturbinen variabel ist, so bleibt wieder Nichts übrig, als den berechneten Werth von v_w und den daraus sich ergebenden von v_r für den inneren Umfang anzuwenden, hierauf nach Anleitung der Gleichung (3) § 22 v_w für den äusseren und resp. mittleren Umfang zu berechnen, und die Construction nach Anleitung der beiden vorigen §§ vorzunehmen.

§ 25.

Ueber den praktischen Werth der neuen Schaufelform an Ueberdruck-Axialturbinen.

Ich bin darauf gefasst, dass man der neuen Schaufelform Schwierigkeit der Herstellung vorwerfen wird, allein ich bin auch ziemlich sicher, dass dieser Vorwurf nicht von einem im Turbinenbau erfahrenen Praktiker ausgehen wird.

Der Letztere weiss, dass zur Herstellung der Schaufeln, wenn sie aus Blech bestehen sollen, **eine** Pressform, und wenn sie aus Gusseisen bestehen sollen, **ein** Kernkasten nöthig ist.

Ob nun das Modell zu der Pressform oder dem Kernkasten etwas mehr oder minder Arbeit verursacht, das wirkt auf den Preis der Turbine nur sehr unwesentlich ein.

Dem Constructeur verursacht die neue Form allerdings mehr Mühe, weil er mehr Curven zu zeichnen hat, und auch auf der Schreinerwerkstatt wird bei der Anfertigung der ersten Modelle eingehende Belehrung über die Art der Anfertigung und während der letzeren häufige Revision der Arbeit nöthig sein.

Hat der Modellschreiner aber erst die herzustellende Form begriffen, und ist er sich klar geworden über die zweckmässigste Herstellungsart, so sind Schwierigkeiten nicht

mehr vorhanden, und die Mehrkosten, wie gesagt, unerheblich.

Die Herstellung erfolgt aber genau wie die eines Schiffsmodells, indem nämlich der Schreiner eine Anzahl nach Zeichnung profilirter Bretter von gleicher Dicke ebenfalls nach Angabe der Zeichnung aufeinander leimt, und die treppenförmigen Stufen fortstösst und fortraspelt, bis eine continuirliche Fläche entstanden ist.

§ 26.

Ein anderer theoretischer Vortheil der neuen Schaufelform an Ueberdruck-Axialturbinen.

Unsere Ueberdruck-Axialturbine entstand dadurch, dass wir eine unendlich grosse Anzahl Turbinen mit unendlich kleiner Ausdehnung $o = dr$, also Turbinen-Differentiale axial so in einander schachtelten, dass stets der äussere Umfang der kleineren Turbine mit dem inneren der nächst grösseren zusammenfiel.

Unsere Theorie basirt ferner auf der Annahme, dass in Axialturbinen ein durch Leit- und Turbinenrad fliessendes Wassermolekül seine Entfernung von der Rotationsaxe nicht ändere, eine Annahme, welche auch allen anderen, mir bekannten, Turbinentheorien zu Grunde gelegt ist.

Soll diese Annahme richtig sein, so muss also in jedem unserer Turbinen-Differentiale jeder Wasserring nach radialer Richtung sich im Gleichgewicht befinden.

Dort, wo das Wasser überall die nämliche axiale und sonst keine Geschwindigkeit besitzt, ist dieser Gleichgewichtszustand selbstverständlich vorhanden; zu untersuchen bleibt aber, ob derselbe nicht gestört ist im Spalt, wo das Wasser ausser seiner constanten axialen Geschwindigkeit w noch eine variabele tangentiale v_w, und folglich auch eine variabele absolute Geschwindigkeit l_a angenommen hat.

w_w und l_a nehmen nach innen stetig zu, folglich nimmt der hydraulische Druck im Spalt nach innen stetig ab, und wenn nun trotzdem der Wasserring in jedem Turbinen-Differential im Gleichgewicht sein soll, so ist das nur dadurch möglich, dass die auf ihn von aussen nach innen einwirkende hydraulische Druckdifferenz gleich ist seiner eigenen Centrifugalkraft.

Untersuchen wir, ob das der Fall ist.

Die Centrifugalkraft eines mit der Geschwindigkeit v_w rotirenden Wasserringes von der Höhe = 1, der Dicke = dr und dem Radius r ist

$$dF = \frac{dM \cdot v_w^2}{r} = \frac{1000 \cdot 2r\pi \cdot dr \cdot v_w^2}{rg} \quad (1)$$

Laut dem Grundgesetz $v_r v_w = Const. = C$ ist aber

$$v_w = \frac{C}{r\omega} \quad (2)$$

worin w wiederum die Winkelgeschwindigkeit ist, und die Verbindung dieser beiden Gleichungen giebt

$$dF = \frac{1000 \cdot 2r\pi \cdot dr \cdot C^2}{r^3 g \omega} \quad (3)$$

folglich entsteht durch die Centifugalkraft ein Flächendruck nach aussen

$$\mathfrak{P} = \frac{\text{Centrifugalkraft}}{\text{Umfläche}} = \frac{dF}{2r\pi} \quad (4)$$

oder mit Rücksicht auf (3)

$$\mathfrak{P} = \frac{1000\, dr\, C^2}{r^3 g \omega} \quad (5)$$

und folglich ist die dieser Pressung entsprechende Wasserhöhe

$$h_c = \frac{\mathfrak{P}}{1000} = \frac{C^2 dr}{r^3 g \omega} \quad (6)$$

Bezeichnen wir nun mit l_{ai} und l_{aa} die absoluten, und mit v_{wi} und v_{wa} die tangentialen Wassergeschwindigkeiten am inneren und äusseren Umfange unseres Turbinen-Differentials, dann ist die der hydraulischen Druckdifferenz entsprechende Wasserhöhe

$$h_h = \frac{l_{aa}^2}{2g} - \frac{l_{ai}^2}{2g} = \frac{v_{wa}^2}{2g} + \frac{w^2}{2g} - \frac{v_{wi}^2}{2g} - \frac{w^2}{2g} =$$

$$= \frac{v_{wa}^2}{2g} - \frac{v_{wi}^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Nun ist wiederum laut dem Grundgesetz

$$\left.\begin{aligned} v_{wi} &= \frac{C}{\omega r} \\ v_{wa} &= \frac{C}{\omega (r + dr)} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

folglich (nach Vernachlässigung der unendlich kleinen Grösse dr^2 zweiten Grades)

$$h_h = \frac{C^2}{2g\omega}\left(\frac{1}{r^2} - \frac{1}{r^2 + 2r\,dr}\right)$$

oder

$$h_h = \frac{C^2}{2g\omega} \cdot \frac{r^2 + 2r\,dr - r^2}{r^4 + 2r^3\,dr} = \frac{C^2}{2g\omega} \cdot \frac{2r\,dr}{r^4 + 2r^3\,dr}$$

oder, da $2r^3\,dr$ abermals gegen r^4 verschwindet,

$$h_h = \frac{C^2\,dr}{r^3\,g\,\omega} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

und da nun aus (6) und (9)

$$h_c - h_h \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

resultirt, so heisst das:

1) In den nach unserer Theorie construirten Ueberdruck-Axialturbinen besitzt die Wasserschicht im Spalt das verlangte Gleichgewicht; jedes Wassermolekül fliesst

also factisch so durch Leit- und Turbinenrad, dass es seine Entfernung von der Rotationsaxe nicht ändert.

2) Da das bei diesen Turbinen stattfindet, so kann das Gleichgewicht selbstverständlich in den Turbinen, welche construirt sind nach den von den unsrigen abweichenden Regeln der älteren Theorien, nicht vorhanden sein.

Diese Theorien basiren also auf einer Annahme, welche nicht erfüllt ist, und stehen also auch in dieser Beziehung der unseren nach.

§ 27.

Construction der Schaufeln an Ueberdruck-Radialturbinen.

Bei Radialturbinen sind v_r und v_w nicht variabel, sondern constant (wobei daran erinnert werden mag, dass diese Geschwindigkeiten nirgend anderswo als im Spalt gemessen werden).

Demnach können wir an Radialturbinen überall die für den Wirkungsgrad günstigsten Geschwindigkeiten v_r und v_w herstellen, und das ist ein grosser Vorzug, den die Radialturbinen vor den Axialturbinen voraus haben.

Man verfahre nun folgendermassen: Construire zuerst allemal die absoluten Wasserwege und die Schaufelformen für eine Turbinenstange, also nach Anleitung des § 19, aber ohne die geradlinigen Verlängerungen $\overline{D\,R}$, $\overline{D_1\,R_1}$ etc. in Fig. 7, § 19, und allemal ohne Rückschaufeln.

Der Construction zu Grunde zu legen sind folgende Rechnungsresultate:

A) An Ueberdruckturbinen, welche nur als Vollturbinen arbeiten sollen, gleichgültig, ob sie von aussen oder von innen beaufschlagt werden, und gleichgültig, ob sie über Wasser oder unter Wasser frei oder nicht frei ausgiessen,

$$v_r = v_w = \sqrt{\eta\, g\, H} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

B) An Ueberdruckturbinen, welche stets oder zeitweise als Partialturbinen arbeiten sollen, und zwar

a) bei innerer Beaufschlagung und

α) bei unter Wasser frei ausgiessenden

$$\eta H = \frac{v_w^2}{2g} + \frac{v_{ra}^2 - v_r^2}{2g} - 2\,\frac{w_a^2}{2g} + \frac{w^2}{2g}. \quad (2)$$

β) bei unter Wasser nicht frei ausgiessenden

$$\eta H = \frac{v_w^2}{2g} + \frac{v_{ra}^2 - v_r^2}{2g} - \frac{w_a^2}{2g} + \frac{w^2}{2g}. \quad (3)$$

b) bei äusserer Beaufschlagung

α) bei unter Wasser frei ausgiessenden

$$\eta H = \frac{v_w^2}{2g} - \frac{v_r^2 - v_{ri}^2}{2g} - 2\,\frac{w_a^2}{2g} + \frac{w^2}{2g}. \quad (4)$$

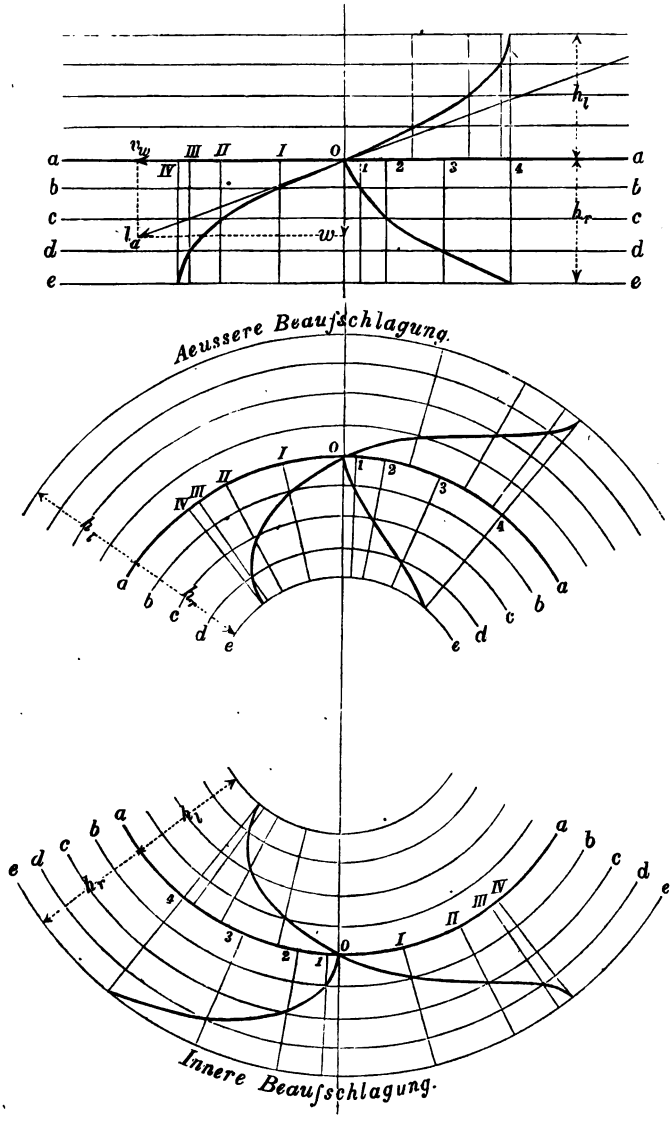
β) bei unter Wasser nicht frei ausgiessenden

$$\eta H = \frac{v_w^2}{2g} - \frac{v_r^2 - v_{ri}^2}{2g} - \frac{w_a^2}{2g} + \frac{w^2}{2g}. \quad (5)$$

Wie nun aus dem absoluten Wasserwege und der Schaufelform einer Turbinenstange der absolute Wasserweg und die Schaufelform eines Turbinenrades entwickelt werden, erläutern die umstehenden Figuren 1 und 2.

Ziehe durch die construirten Punkte des absoluten Wasserweges und der Schaufelform Linien parallel der Y-Axe, mache die Entfernungen 0—I, I—II, II—III, III—IV etc. und 0—1, 1—2, 2—3, 3—4 etc. am Turbinenrade, und zwar stets gemessen auf dem Umfange des Spaltes gleich den ebenso bezeichneten Entfernungen an der Turbinenstange, mache die mit h_r und h_l bezeichneten und ebenso die mit $\overline{a\,b}$, $\overline{b\,c}$, $\overline{c\,d}$, $\overline{d\,e}$ etc. bezeichneten radialen Grössen des Rades gleich den ebenso bezeichneten

Fig. 1 und 2.



verticalen der Stange, beschreibe aus dem Mittelpunkte des Rades Kreise durch *a*, *b*, *c*, *d*, *e* etc., ziehe Radien durch die Punkte IV, III, II, I, 0, 1, 2, 3, 4 etc. und verbinde endlich die Durchschnittspunkte der Kreise und Radien durch stetige Curven, dann ergeben diese die Schaufelform und den absoluten Wasserweg.

Man erkennt leicht, dass in den so geformten Canälen einer Radialturbine das Wasser sich mit constanter Winkel-Acceleration bewegen wird, während es sich in unsern Axialturbinen mit constanter absoluter Acceleration tangential (gemessen parallel der *X*-Axe) bewegt.

Erst nachdem so die Schaufelformen construirt sind, sind event., d. h. wenn $v_w > v_r$ ist, die Rückschaufeln zu construiren nach Anleitung des § 19, Fig. 7.

§ 28.

Construction der Schaufeln an Druckturbinen.

Die Geschwindigkeiten v_w und v_r bei diesen Turbinen folgen aus den §§ 11 und 12.

Bei Axialturbinen ist nun v_r und folglich auch v_w variabel, von einer solchen Veränderlichkeit ist aber in den Gleichungen der genannten §§ Nichts zu bemerken, und aus diesem Widerspruch folgt:

Rationelle Druck-Axialturbinen zu construiren ist vollständig unmöglich.

Eine Kenntniss dieser Thatsache habe ich bis jetzt nur bei einem einzigen Ingenieur, unserem berühmtesten Turbinenbauer, angetroffen, welcher mir sagte:

„Die Leute behaupten immer, dass meine Turbinen nicht mit der richtigen Geschwindigkeit umlaufen, weil das Wasser nicht genau vertical austrete.

„Das kommt daher, dass sie nur die äusseren, nicht aber die inneren und mittleren Wasserstrahlen sehen.

„Könnten sie diese wahrnehmen, so würden sie erkennen, dass im mittleren Umfange das Wasser in der That vertical austritt, und dass also die Geschwindigkeit allerdings die richtige ist.

„Die äusseren Strahlen weichen von der verticalen Richtung nach der einen Seite so viel ab wie die inneren nach der anderen.

„Trotz aller Mühe, welche ich mir gab, ist mir nicht gelungen diesen Uebelstand zu beseitigen, denn die Mittel, welche eine Beseitigung desselben ermöglichen, führen zu anderen, noch grösseren Unvollkommenheiten.

„Ich habe mich auch auf Reisen vergeblich bemüht, zu erfahren, wie andere Constructeure sich dieser Angelegenheit gegenüber verhalten, denn ich habe nirgend auch nur Verständniss für dieselbe gefunden."

Verfasser kann nur jedes dieser Worte unterschreiben.

Demnach bleibt nur übrig, wo eine Druck-Axialturbine gebaut werden muss oder soll, sich nach wie vor einer Annäherungs-Construction zu bedienen.

Zu dem Ende bilde man die Schaufelprofile des **mittleren** Umfanges nach § 20, Fig. 1, und erzeuge die Schaufelflächen dadurch, dass man als Erzeugende eine zur Rotationsaxe normal gerichtete Gerade an diesen Profilen entlang gleiten lässt.

Für Radialturbinen weiss ich keine bessere Regel aufzustellen, als die Schaufelprofile zuerst ebenfalls nach § 20, Fig. 1 zu entwerfen, und diese Profile von der Turbinenstange auf die Turbinenräder zu übertragen genau auf dieselbe Weise, welche im § 27, Fig. 1 und 2 auf Ueberdruckturbinenprofile angewandt ist.

§ 29.

Zwei- und mehrspaltige Turbinen.

Denkt man sich die Gefällhöhe H in n gleiche Theile getheilt, und in jedem dieser Theilpunkte eine Ueberdruckturbine auf einer und der nämlichen Axe angeordnet dergestalt, dass sämmtliche Turbinen congruent sind, und dass jedes Wassermolekül sämmtliche Turbinen nacheinander durchströmen muss, so ist wohl ohne Weiteres klar, dass alle diese Turbinen gleich viel Arbeit entwickeln, und dass jede derselben zu construiren ist für eine Gefällehöhe $\frac{H}{n}$.

In der nämlichen Weise wird aber offenbar die ganze Maschine und jeder ihrer Theile arbeiten, wenn man nachträglich alle Turbinen an einem beliebigen Orte (der natürlich so gewählt werden muss, dass das Sauggefälle nicht zu gross wird, s. § 15) so nahe als möglich zusammenrückt.

Eine solche Turbine nenne ich eine mehrspaltige Turbine, also eine zweispaltige, wenn $n = 2$.

Erinnern wir uns nun ferner aus § 3, dass absolut gleichgültig ist, ob wir das Wasser zuerst durch das Leitrad und dann durch das Turbinenrad, oder umgekehrt, ob wir

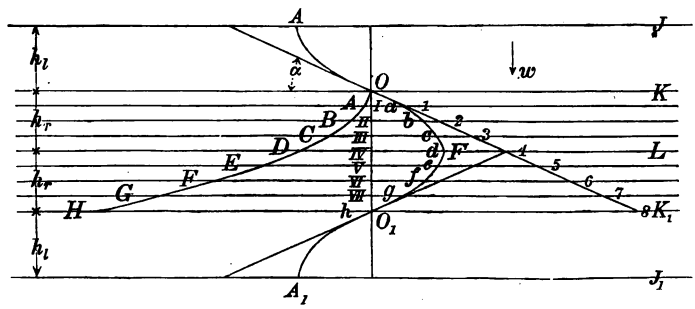
es zuerst durch das Turbinenrad und dann durch das Leitrad führen (sobald in beiden Fällen nur der absolute Wasserweg innerhalb Leit- plus Turbinenrad derselbe bleibt), so leuchtet ein, dass wir eine zweispaltige Turbine construiren können, in welcher entweder zwei Turbinenräder oder zwei Leiträder zu einem einzigen Elemente vereinigt sind.

Eine zweispaltige Axialturbine, in welcher die beiden Turbinenräder zu einem Elemente vereinigt sind, wird auf folgende Weise construirt:

Der absolute ideale Wasserweg $\overline{A\,O\,F\,O_1\,A_1}$ (s. Fig. 1) besteht aus vier congruenten Parabelsegmenten $\overline{A\,O}$, $\overline{O\,F}$, $\overline{F\,O_1}$ und $\overline{O_1\,A}$, deren Scheitelpunkte in A, F und A_1 liegen.

$A\,O$ und $O_1\,A_1$ sind direct die Profile der Leitschaufeln,

Fig. 1.



und aus dem Parabelbogen $O\,F\,O_1$ entwickelt sich die Schaufelform $\overline{O\,A\,B\,C\,D\,E\,F\,G\,H}$ für das Laufrad nach den oben gegebenen Regeln, so dass also, wenn, wie in Fig. 14 angenommen, $v_r = v_w$ ist, $\overline{\mathrm{I}\,A} = \overline{1\,a}$, $\overline{\mathrm{II}\,B} = \overline{2\,b}$, $\overline{\mathrm{III}\,C} = \overline{3\,c}$ etc. zu machen ist.

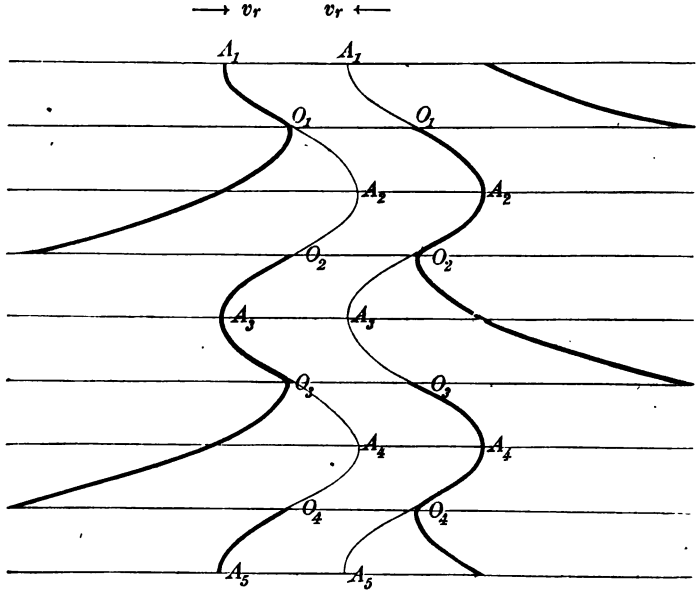
Man hat, wie gesagt, wenn auch nur ein Laufrad, in Wahrheit doch zwei Turbinen, weil zwei Spalte $\overline{OK}$ und $\overline{O_1 K_1}$.

In der ersten Turbine, deren Leitrad $\overline{AJKO}$, und deren Laufrad $\overline{OKLF}$ ist, durchströmt das Wasser zuerst das Leitrad und sodann das Laufrad.

In der zweiten Turbine dagegen, deren Laufrad $\overline{FLK_1O_1}$, und deren Leitrad $\overline{O_1K_1J_1A_1}$ ist, durchströmt das Wasser zuerst das Laufrad und sodann das Leitrad.

Statt einer solchen zweispaltigen Turbine kann man natürlich auch eine mehrspaltige Turbine, und zwar im Allgemeinen eine n-spaltige anordnen.

Fig. 2. Fig. 3.



Zu dem Ende theilt man das Betriebsgefälle H in n gleiche Theile, berechnet für die Gefällhöhe $\frac{H}{n}$ einer Turbine, verzeichnet für dieselbe den absoluten Wasserweg $\overline{A_1 O_1 A_2}$ (s. Fig. 2 und 3) und ordnet n solcher Wasserwege unter einander an.

Man erhält also z. B. für $n = 4$ den absoluten Wasserweg $\overline{A_1 O_1 A_2 O_2 A_3 O_3 A_4 O_4 A_5}$ (s. Fig. 2 und 3), und je nachdem man den ersten Parabelbogen $A_1 O_1$ dieses Weges in das Leit- oder Laufrad verlegt, erhält man die beiden verschiedenen, durch Fig. 2 und 3 dargestellten Anordnungen, in denen die Leit- und Turbinenschaufeln durch dickere Linien vom absoluten Wasserwege sich unterscheiden.

Wäre $n = 3$, so hätten wir einfach alles unter der Linie $\overline{A_4 A_4}$ Befindliche, für $n = 2$ alles unter $\overline{A_3 A_3}$ Befindliche fortzudenken.

Diese mehrspaltige Turbine, welche (meines Wissens) bis jetzt noch nie versucht, vielleicht noch nie gedacht sind, dürften meiner Ansicht nach sich empfehlen zur Nutzbarmachung ausserordentlich hoher Gefälle.

Diese hohen Gefälle kann man bis jetzt nur durch Partialturbinen (gewöhnlich Tangentialräder) nutzbar machen, und diese Räder ergeben für sehr hohe Gefälle einen mangelhaften Effect, was einmal direct aus unseren Gleichungen für den Wirkungsgrad (s. § 9), und zweitens sich daraus erklärt, dass das Wasser unter der rasenden Ausflussgeschwindigkeit seine Continuität verliert und in Staub zerstiebt, welcher natürlich nicht so günstig wirken kann, wie eine compacte Wassermasse.

Diese Räder werden aber ferner sehr theuer, einmal ihres grossen Durchmessers wegen, und zweitens, weil sich

herausgestellt hat, das nur Bronze in Berührung mit Wasser von so grosser Geschwindigkeit von Dauer ist.

Eisen, namentlich Gusseisen, wird vom Wasser, welches sehr grosse Geschwindigkeit hat, in ganz seltsamer Weise und in erstaunlich kurzer Zeit zerfressen.

Ob dabei chemische oder mechanische Kräfte oder beide thätig sind, wage ich nicht zu entscheiden; aber ich denke mir, dass wenigstens ein Theil der Zerstörung auf Rechnung der Sandkörnchen zu setzen ist, welche sich im Wasser befinden, und welche wahrscheinlich ähnlich wirken, wie die mit grosser Geschwindigkeit auf eine Glasplatte geblasenen Sandkörnchen, mit denen man das Glas matt schleift.

Für solche hohe Gefälle scheint mir nun eine mehrspaltige Turbine am Platze zu sein, indem klar ist, dass man durch eine solche jedes Gefälle in beliebig viele kleinere zerlegen kann, so dass die Gefällhöhe, welche wir durch eine mehrspaltige Turbine einfach und vortheilhaft auszunutzen im Stande sind, unbegrenzt ist so lange, als wir überhaupt haltbare Zuflussröhren für stark gepresstes Wasser herzustellen vermögen.

Mehrspaltige Radialturbinen lassen sich natürlich nach demselben Principe bauen, nur muss man in diesem Falle die einzelnen Turbinen für verschiedene Gefällhöhen construiren, weil in den verschiedenen Spalten v_r verschieden ist.

Bezeichnen wir die Geschwindigkeiten v_r und v_w in den verschiedenen Spalten durch die Zeiger 1, 2 etc., und ebenso die diesen Spalten zugehörenden Betriebsgefällhöhen mit h_1 h_2 etc., so hat man einfach:

$$\left.\begin{aligned} v_{r1} &= v_{w1} = \sqrt{\eta\, g\, h_1} \\ v_{r2} &= v_{w2} = \sqrt{\eta\, g\, h_2} \\ v_{r3} &= v_{w3} = \sqrt{\eta\, g\, h_3} \\ &\cdots\cdots \\ v_{rn} &= v_{wn} = \sqrt{\eta\, g\, h_n} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (1)$$

und

$$h_1 + h_2 + h_3 + \ldots\ldots + h_n = H \quad \ldots \quad (2)$$

endlich

$$\frac{v_{r1}}{r_1} = \frac{v_{r2}}{r_2} = \frac{v_{r3}}{r_3} = \ldots\ldots \frac{v_{rn}}{r_n} \quad \ldots \quad (3)$$

Aus (1) und (2) folgt

$$v_{r1}^2 + v_{r2}^2 + v_{r3}^2 + \ldots\ldots v_{rn}^2 = \eta\, g\, H \quad \ldots \quad (4)$$

und aus (4) und (3)

$$\frac{v_{r1}^2}{r_1^2}\,(r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 + \ldots\ldots r_n^2) = \eta\, g\, H \quad (5)$$

oder auch

$$\omega^2\,(r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 + \ldots\ldots r_n^2) = \eta\, g\, H \quad \ldots \quad (6)$$

wenn wieder ω die Winkelgeschwindigkeit ist, und mit r_1, r_2, r_3 . . .. . r_n die Radien der verschiedenen Spalten bezeichnet werden.

Sind diese (durch Annahme) bekannt, so ergeben sich also ω und alle anderen Grössen.

§ 30.

Berechnung der Turbinendimensionen.

Eine genaue Berechnung der Turbinendimensionen lässt sich nur ausführen, wenn man diese Dimensionen schon annähernd kennt.

Demnach bleibt Nichts übrig, als zuerst durch eine vorläufige Berechnung annähernd die Dimensionen einer Turbine zu ermitteln, sodann Leit- und Turbinenrad (natürlich nur in Blei) aufzuzeichnen, hierauf die Berechnung mit Hülfe der genaueren Formel zu wiederholen, und das Ganze wenn nöthig nochmals auszuführen.

Die vorläufige Ermittelung der Turbinendimensionen aber kann auf folgende Weise geschehen.

Allemal gegeben sind die Gefällhöhe H und das Wasserquantum Q in Litern pro Secunde.

Sodann ist zuerst w zu wählen, und zwar im Allgemeinen $w = 0{\cdot}25\ \sqrt{2\,g\,H}$ bis $w = 0{\cdot}15\ \sqrt{2\,g\,H}$. Soll nun eine Ueberdruck-Axialturbine construirt werden, so ist ferner zu wählen $\frac{r_a}{r_i}$, und zwar im Allgemeinen $\frac{r_a}{r_i} \leqq 2$, und dann folgt

$$1000\ (r_a^2 - r_i^2)\ \pi w = Q k$$

oder

$$1000\ r_i^2 \left[\left(\frac{r_a}{r_i}\right)^2 - 1\right] \pi w = Q k.$$

Hierin ist k ein Coëfficient, welche das Verhältniss des freien Durchflussquerschnittes plus Querschnitt sämmtlicher Schaufeln zum ersteren Querschnitt allein angiebt, und zwar ist für gewöhnlich $k = 1{\cdot}25$ bis $k = 1{\cdot}18$, selten $k = 1{\cdot}11$.

Damit sind r_a, r_i und $o = r_a - r_i$ bestimmt.

Soll dagegen eine Ueberdruck-Radialturbine construirt werden, so wähle man zuerst die Wassergeschwindigkeit v im Zu- resp. Abflussrohr und bestimme danach den Radius r_w dieses Rohres.

Nennt man nun r_1 den kleinsten Radius, welcher im Leit- oder Turbinenrade vorkommt, so hat man annähernd

$$r_1 = r_w,$$

also

$$2\,r_1\,\pi\,.\,o\,.\,w = {r_1}^2\,\pi\,.\,v,$$

$$o = \frac{r_1\,v}{2\,w}.$$

In jedem Fall ist also o bestimmt, und dann folgt nach § 7

$$\mathfrak{d} = 5^{\text{mm}} + \frac{o}{100}.$$

$$e = 435 - \frac{2000}{\mathfrak{d}}.$$

$$h_r = h_l = 0{\cdot}1\,.\,e\,\sqrt{2\,g\,H}.$$

Jetzt sind alle Dimensionen des Turbinen- und des Leitrades bestimmt, diese und die anschliessenden Theile sind daher aufzuzeichnen, und an der Hand der Zeichnung ist zunächst o zu corrigiren, d. h. jetzt so zu wählen, dass der wirklich freie (d. h. durch die Schaufeln nicht in Anspruch genommene) Querschnitt der gewünschte ist, und danach sind nun definitiv r_a und r_i festzustellen.

Jetzt ist η_t zu schätzen.

Man setze

1) für Ueberdruckturbinen mit hohem Ueberdruck

$$0{\cdot}78 \leqq \eta_t \leqq 0{\cdot}83;$$

2) für Ueberdruckturbinen mit sehr geringem Ueberdruck

a) bei partieller Beaufschlagung bis zu $^1/_2$ des Umfanges

$$\eta_t = 0{\cdot}7,$$

b) bei einer Beaufschlagung von $^1/_2$ bis $^1/_1$ des Umfanges

$$\eta_t = 0{\cdot}75;$$

3) für Druckturbinen

$$\eta_t = 0{\cdot}7.$$

Nun folgt nach § 7

$$\eta = 1{\cdot}07\ \eta_t,$$

und jetzt hat man für

1) Ueberdruckturbinen mit hohem Ueberdruck

$$v_r = v_w = \sqrt{\eta\, g\, H}$$

und für Ueberdruckturbinen mit geringem Ueberdruck und für Druckturbinen vorläufig annähernd

2) $$v_w = 2\, v_r = 1{\cdot}414\ \sqrt{\eta\, g\, H}.$$

Jetzt können Wasserweg und Schaufeln construirt werden, daraus ergeben sich l_a, t_e und t_a etc., also sämmtliche Elemente zur Berechnung des Wirkungsgrades η.

Mit diesem corrigirten Werthe von η und den nun ebenfalls vorhandenen Werthen von h_t, w, w_a, v, L, $\mathfrak{D}$ etc. sind nun vermittelst der genauen Formeln in den §§ 11, 12 und 16 von Neuem v_r und v_w festzustellen, und nach diesen veränderten Werthen ist die ganze Construction abzuändern.

Soll eine Druckturbine construirt werden, so nehme man zuerst

$$\eta_t = 0{\cdot}7, \text{ also } \eta = 0{\cdot}75$$

und ferner

$$v_w = 2\, v_r = 1{\cdot}414\, \sqrt{\eta\, g\, H},$$

endlich w an und berechne nun

$$l_a = \sqrt{v_w^2 + w^2},$$

und zwar erhält man

$$l_a = \sqrt{0{\cdot}81\ 2\, g\, H} = 0{\cdot}9\ \sqrt{2\, g\, H},$$

wenn man (bei den obigen Werthen von η und v_w)

$$w = 0{\cdot}25\ \sqrt{2\, g\, H}$$

setzt.

Praktische Turbinenbauer nehmen l_a direct an, z. B.

$$l_a = 0{\cdot}88\ \sqrt{2\, g\, H}$$

für Tangentialräder und

$$l_a = 0{\cdot}85\ \sqrt{2\, g\, H}$$

für Girard-Turbinen.

Jetzt ist o versuchsweise zu wählen und darnach ist

$$\mathfrak{d} = 5^{\text{mm}} + \frac{o}{100},$$

$$e = 435 - \frac{2000}{\mathfrak{d}},$$

$$h_r = 0{\cdot}1 \,.\, e\ \sqrt{2\, g\, H}$$

zu berechnen.

Ferner ist von den beiden Grössen u und v_r resp. r eine zu wählen, und die andere aus ihr zu berechnen, und nun das Rad aufzuzeichnen, wobei man die Schaufeln vorläufig einfach nach dem Kreisbogen $A\,B$ (s. Fig. 1, § 20) verzeichnet.

Jetzt ist die Strahldicke $\triangle$ (s. Fig. 1, § 8) zu wählen und danach der Leitapparat zu verzeichnen.

Der berühmte Turbinenbauer Zuppinger will $\triangle = 3^{mm}$ als für den Wirkungsgrad zweckmässigste Dicke des Strahles gefunden haben; er wendet aber bei stärkerer Beaufschlagung auch eine grössere Strahldicke, und zwar bis $\triangle = 12^{mm}$ an dergestalt, dass er die Aufschlagmenge durch die Strahldicke regulirt.*)

Jetzt ist durch Gleichung (7), § 9 ein neuer Werth für η zu ermitteln, und sodann ist durch Gleichung (3), § 11 ein neuer Werth von v_w festzustellen, daraus v_r zu berechnen, und sodann ist die Turbine nach diesen Werthen von Neuem zu construiren, wobei jetzt richtige Schaufelformen zu zeichnen sind.

Die ganze Berechnung ist jetzt nochmals zu wiederholen und die Zeichnung wenn nöthig nochmals abzuändern.

Zum Schluss ist die Anzahl n der Radschaufeln so zu vermehren, dass an der Ausflussseite bei grösster Strahldicke der Canal halb gefüllt ist.

---

*) Siehe österreichischer officieller Ausstellungsbericht über die Wiener Weltausstellung 1873: „Die Motoren von J. F. Radinger, Professor etc., Wien 1874. S 248."

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Berichtigungen, Zusätze und Druckfehler.

S. XI ist statt „E_a und E_n — absoluter u. s. w.“ zu setzen:

E_a — absoluter Effect (in Secunden-Kilogramm-Metern).

$E_\eta = \eta Q H$ — hydraulischer Nutzeffect; d. i. der Effect, welchen die Turbinenaxe aufnimmt.

$E_n = \eta_t Q H$ — totaler Nutzeffect; d. i. die Arbeit, welche die Turbinenwelle an die Transmissionswelle abgiebt.

N_a, N_η und N_n — dieselben Grössen in Pferdestärken.

S. XII, 2. Reihe, ist zu lesen $\frac{\text{kg}}{\text{m}}$ statt $\frac{\text{m}}{\text{kg}}$.

S. 5 sind die letzten drei Zeilen zu streichen.

S. 7 soll der erste Satz so heissen:

„Ueberdruckturbine“ oder „Reactionsturbine“ aber nennen wir eine solche Turbine, welche nur einen oder gar keinen Theil ihrer Leistung aus der lebendigen Kraft des Wassers, den andern Theil dagegen oder ihre ganze Leistung aus dem „Ueberdrucke“, das ist aus der Differenz der Wasserpressungen am Ein- und Auslaufe eines Turbinen-Canales schöpft.

S. 7, Zeile 9 und 10 von unten, ist zu setzen „gewöhnlich“ und „meist“ statt „stets“.

S. 10 ist zu setzen statt Reihe 5 bis 10 von oben:

„1) Turbinen mit hohem Ueberdrucke (meist ohne Rückschaufeln, $\gamma < 90^0$).

2) Turbinen mit geringem Ueberdrucke (gewöhnlich mit Rückschaufeln, $\gamma > 90^0$)."

S. 12, Zeile 12 von oben, ist zu lesen „zu jeder Zeit" statt „jeder Zeit".

S. 37, Zeile 8 von unten, ist zu lesen „in" statt „durch".

S. 41, Zeile 7 von oben, ist zu lesen „mit einem andern" statt „mit einer andern".

S. 41, Zeile 4 von unten, ist zu lesen „$h\zeta_t$" statt „$h\zeta^t$".

S. 42, Zeile 5 von unten, ist zu lesen „$h\zeta$" statt „$h\zeta_t$" und „t" statt „t_a".

S. 53, Zeile 5 von oben, ist zu lesen „Orten" statt „Arten".

S. 56, Zeile 10 von unten, ist zu lesen „die" Werthe statt „der" Werthe.

S. 73, Zeile 16 von oben, ist zu lesen „manchen" statt „allen".

S. 73, Zeile 19 von oben, ist zu lesen „solcher" statt „jeder".

S. 73, soll unter c) statt des Gedruckten das Folgende stehen:

c) „das Wasser durchfliesst das Rohr ohne allen Ueberdruck, ausschliesslich oder aber hauptsächlich getrieben durch seine lebendige Kraft.

Im ersten Falle wird dann das Wasser auf seinem Wege verzögert, der Querschnitt des Strahles wächst also; in jedem Falle aber verändert sich der Strahlquerschnitt nach einem nur schwer und unsicher zu bestimmenden Gesetze.

Deshalb verfahren wir viel einfacher und sicherer, wenn wir bestimmen, dass an jeder Stelle der“

S. 83, Zeile 2 nach Fig. 7, ist zu lesen „$\overline{O_1 D_1}$“ statt „$\overline{O D_1}$“.

S. 101, Zeile 1 nach Formel (2), ist zu lesen „ω“ statt „w“.

S. 107 ist statt des letzten Satzes das Folgende zu setzen:

„Erst nachdem so die Schaufelformen construirt sind, sind event. die Rückschaufeln zu verzeichnen nach Anleitung des § 19, Fig. 7; und zwar natürlich allemal dann, wenn ohne dieselben eine continuirliche Verkleinerung der Weite eines Radcanales nicht zu erreichen wäre.

Das aber ist bei Radialturbinen mit innerer Beaufschlagung der Fall, auch wenn $v_w = v_r$ ist, und selbst bei einem noch kleineren Werthe von v_w.“

S. 113, Zeile 2 von oben, ist zu lesen „eine“ statt „einer“.

S. 113, Zeile 15 von unten, ist zu lesen „mehrspaltigen Turbinen“ statt „mehrspaltige Turbine“.

S. 116, Zeile 10 von oben, ist zu lesen „Formeln“ statt „Formel“.

S. 116, ist über Zeile 4 von unten, nach $\frac{r_a}{r_i} \leqq 2$ das Folgende einzuschalten:

„Bei Ueberdruck-Axialturbinen mit geringem Spaltendrucke (Partialturbinen) dagegen ist zu wählen $\frac{r_a}{r_i} < 1{\cdot}4$; denn es soll sein:

$$v_{ra} < v_{wa},$$

es ist aber

$$v_{ra}\, v_{wa} = v_{ri}\, v_{wi},$$

folglich:

$$v_{ra}^2 < v_{ri}\, v_{wi}.$$

Nun ist ferner ungefähr:

$$2\,v_{ri} = v_{wi},$$

also ergeben die letzten beiden Gleichungen:

$$v_{ra}{}^2 < 2\,v_{ri}{}^2,$$

oder

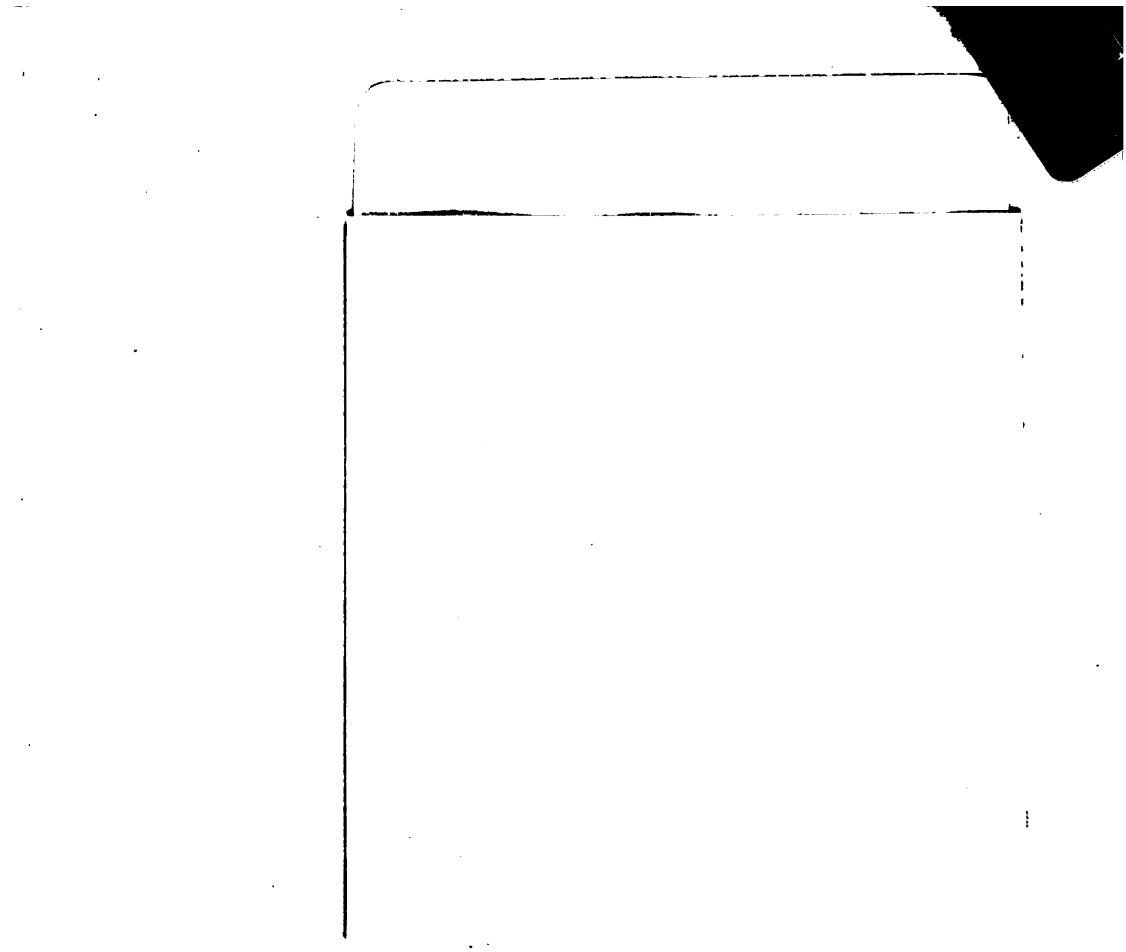
$$\frac{r_a}{r_i} = \frac{v_{ra}}{v_{ri}} < \sqrt{2} = 1{\cdot}414.$$

Man nehme $\frac{r_a}{r_i} = 1{\cdot}35$ bis $1{\cdot}33$ vorläufig an.

S. 117, Zeile 1 von oben, ist zu lesen „welcher“ statt „welche“.

89090525023

b89090525023a



G.E. STECHERT & CO. NEW YORK